

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Vibrodiagnostický systém pohonu mlýna

The Vibrodiagnostic System of the Grinding Mill

Student:

Jiří Studený

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Blata

Ostrava 2009



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Vibrodiagnostický systém pohonu mlýna

The Vibrodiagnostic System of the Grinding Mill

Student: Jiří Studený
Studijní obor: 2301R023 Technická diagnostika, opravy a udržování
Specializace: 70 Technická diagnostika, opravy a udržování
Pracoviště: Katedra výrobních strojů a konstruování - 340

Zásady pro zpracování:

Navrhnete a ověříte systém měření vibrací na motoru a převodovce pohonu mlýna zauhlování kotle v závodě Energetika v ArcelorMittal Ostrava a.s.

V rámci zadání zpracujete:

1. Rešerši a analýzu dané problematiky
2. Ideově technický návrh řešení dané problematiky.
3. Zpracujete aplikaci na daný objekt.
4. Provedete konkrétní provozní vyhodnocení.

Další bližší informace provede firma ArcelorMittal Ostrava a.s.

Pokyny pro zpracování:

Rozsah práce: min. 30 stran textu mimo přílohy

Seznam doporučené literatury:

TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných systémů z mechanických systémů užitím FFT*.
Sdělovací technika Praha 1997, 174 s., ISBN 80-901936-1-7.

MILÁČEK, S.: *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. ČVUT v Praze 2001, 231 s.,
ISBN 80.01-02417-2

JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 212 s., ISBN
80-01-02138-6

Podkladové materiály forem SKF Ložiska, a.s. Praha, ADASH, s.r.o. Praha atd.

Vedoucí bakalářské práce:

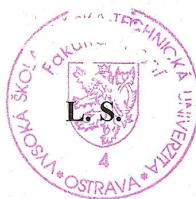
Ing. Jan Blata

Datum zadání bakalářské práce:

10. listopadu 2008

Akademický rok:

2008/2009



Kovář

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

Farana

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan

V Ostravě dne 10. listopadu 2008

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

Jiří Studený

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 11/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

Adresa trvalého pobytu:

Jiří Studený

Šenov u Nového Jičína

Dukelská 469

okr. Nový Jičín

742 42

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

STUDENÝ, J. Vibrodiagnostický systém pohonu mlýna. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 56 s. Bakalářská práce, vedoucí Ing. Blata, J.

Tématem bakalářské práce je návrh vibrodiagnostického systému pohonu mlýna určeného pro zauhlování kotle. V úvodu je obecně vysvětlena technická diagnostika a problematika příčiny vibrací strojů. Pozornost je věnována také samotným vibracím, jejich časovému trendu a způsobům měření. V práci jsou dále vysvětleny konstrukce snímačů vibrací. V další části jsou uvedeny běžně používané metody pro identifikaci jednotlivých příčin vibrací. Závěr práce se zabývá především návrhem vibrodiagnostického systému pohonu mlýna. Cílem práce je provedení vyhodnocení provozního měření. Vlastní měření bylo provedeno v závodě Energetika ve společnosti ArcelorMittal Ostrava, a. s.

ANNOTATION DER BAKKALAUREATSARBEIT

STUDENÝ, J. Das vibrodiagnostische System des Mühlenantriebs. Ostrava: Lehrstuhl für Verarbeitungsmaschinen und Konstruktion, Fakultät für Maschinenbau VŠB – Technische Universität Ostrava, 2009, 56 s. Bakkalaureatsarbeit, Leiter Ing. Blata, J.

Das Thema der Bakkalaureatsarbeit ist der Vorschlag eines für die Kesselbekohlung bestimmten vibrodiagnostischen Systems des Mühlenantriebs. In der Einführung wird technische Diagnostik und Problematik der Vibrationsursachen von Maschinen allgemein erklärt. Die Aufmerksamkeit wird auch Vibrationen selbst gewidmet, ihrem zeitlichen Trend und Messverfahren. In der Arbeit wird weiter die Konstruktion von Vibrationssensoren erörtert. Folgende Teile enthalten laufend angewandte Methoden für die Identifikation der einzelnen Vibrationsursachen. Zum Abschluss befasst sich die Arbeit vor allem mit dem Vorschlag eines vibrodiagnostischen Systems des Mühlenantriebs. Das Ziel der Arbeit ist die Auswertung der betrieblichen Messung. Eigene Messung wurde im Betrieb Energetik der ArcelorMittal Ostrava, A. G. durchgeführt.

Obsah bakalářské práce

| | |
|---|-----------|
| SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ A ZKRATEK..... | 9 |
| 1. VIBRODIAGNOSTIKA | 11 |
| 1.1 ÚVOD DO VIBRODIAGNOSTIKY | 11 |
| 1.2 ZÁKLADNÍ POJMY | 11 |
| 1.3 PŘÍČINY VIBRACÍ | 12 |
| 1.4 MĚŘENÉ VELIČINY | 16 |
| 2. MĚŘENÍ A VYHODNOCENÍ VIBRACÍ..... | 19 |
| 2.1 ZÁKLADNÍ TYPY SIGNÁLŮ | 19 |
| 2.2 OFF – LINE SYSTÉM | 20 |
| 2.3 ON – LINE SYSTÉM | 23 |
| 2.4 FÁZE ŽIVOTNOSTI..... | 25 |
| 3. SNÍMAČE VIBRACÍ | 27 |
| 3.1 ROZDĚLENÍ SNÍMAČŮ | 27 |
| 3.2 UCHYCENÍ SNÍMAČŮ | 30 |
| 4. ZÁKLADNÍ METODY VIBRODIAGNOSTIKY | 32 |
| 4.1 FREKVENČNÍ ANALÝZA POMOCÍ FFT | 32 |
| 4.2 KEPSTRÁLNÍ ANALÝZA..... | 32 |
| 4.3 OBÁLKOVÁ METODA (ENVELOPE) | 33 |
| 4.4 SPECTRAL EMITTED ENERGY (SEE)..... | 34 |
| 5. NÁVRH MĚŘENÍ A JEHO VYHODNOCENÍ..... | 35 |
| 5.1 STRUČNÁ CHARAKTERISTIKA SPOLEČNOSTI ARCELORMITTAL OSTRAVA | 35 |
| 5.2 POPIS MLÝNA | 35 |
| 5.3 POPIS PŘEVODOVKY | 36 |
| 5.4 VOLBA MĚŘÍCÍCH MÍST | 39 |
| 5.5 POUŽITÁ MĚŘÍCÍ TECHNIKA | 41 |
| 5.6 URČENÍ PORUCHOVÝCH FREKVENCÍ LOŽISKA..... | 41 |
| 5.7 MĚŘENÍ MOHUTNOSTI VIBRACÍ | 43 |
| 5.8 HODNOCENÍ STAVU LOŽISEK METODOU OBÁLKOVÁNÍ ZRYCHLENÍ..... | 45 |

| | |
|---|-------------|
| 6. ZÁVĚREČNÉ SHRnutí..... | ..51 |
| 7. SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ..... | 52 |
| 8. PŘÍLOHY..... | 56 |

Seznam použitého značení a zkratk

| | | | |
|---------------|---|---|------------------------------------|
| ACC | – | Acceleration (efektivní zrychlení) | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ |
| A_{\max} | – | Maximální zrychlení (amplituda zrychlení) | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ |
| a | – | Zrychlení | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ |
| B_d | – | Průměr valivého elementu | $[\text{m}]$ |
| ENV | – | Envelope (obálka zrychlení) | $[\text{gE}]$ |
| F | – | Síla | $[\text{N}]$ |
| F_C | – | Faktor vrcholu | $[-]$ |
| F_f | – | Faktor tvaru | $[-]$ |
| f | – | Frekvence kmitání | $[\text{Hz}]$ |
| f_n | – | Otáčková frekvence | $[\text{Hz}]$ |
| f_z | – | Zubová frekvence | $[\text{Hz}]$ |
| i | – | Převodový poměr | $[-]$ |
| l_0 | – | Počáteční délka snímače | $[\text{m}]$ |
| n | – | Počet valivých elementů | $[-]$ |
| n_i | – | Otáčky hřídele | $[\text{s}^{-1}]$ |
| P_d | – | Roztečný průměr ložiska | $[\text{m}]$ |
| T | – | Perioda | $[\text{s}^{-1}]$ |
| t | – | Čas | $[\text{s}]$ |
| v | – | Rychlost | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ |
| VEL | – | Velocity (rychlost vibrací) | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ |
| V_{\max} | – | Maximální rychlost (amplituda rychlosti) | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ |
| X_{ave} | – | Střední absolutní hodnota | $[\text{m}]$ |
| X_{\max} | – | Maximální amplituda | $[\text{m}]$ |
| X_{RMS} | – | Střední kvadratická hodnota | $[\text{m}]$ |
| $x(t)$ | – | Výchylka | $[\text{m}]$ |
| z | – | Počet zubů ozubeného kola | $[-]$ |
| ε | – | Poměrné prodloužení | $[-]$ |
| φ | – | Kontaktní úhel | $[\text{°}]$ |
| ω | – | Kruhová frekvence | $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ |

| | | | |
|------------|---|---|-----|
| Δl | – | Změna délky snímače | [m] |
| AA | – | Alkalické napájení | |
| aj. | – | A jiné | |
| apod. | – | A podobně | |
| a. s. | – | Akciová společnost | |
| BCU | – | Bearing Condition Unit – metoda k měření technického stavu ložisek | |
| BPFI | – | Ball Pass Frequency – Inner Race (frekvence závady vnitřního kroužku) | |
| BPFO | – | Ball Pass Frequency – Outer Race (frekvence závady vnějšího kroužku) | |
| BSF | – | Ball Spinn Frequency (frekvence závady valivého tělesa) | |
| DIN | – | Deutsche Institut für Normung (německý normalizační ústav) | |
| cca | – | Cirka | |
| ČSN | – | Česká technická norma | |
| č. | – | Číslo | |
| FFT | – | Fast Fourier Transformation (rychlá Fourierova transformace) | |
| FTF | – | Fundamental Train Frequency (frekvence závady klece kroužku) | |
| ISO | – | International Organization for Standardization (mezinárodní organizace pro normalizaci) | |
| např. | – | Například | |
| Obr. | – | Obrázek | |
| PC | – | Počítač | |
| RPM | – | Revolutions per minute (otáčky za minutu) | |
| resp. | – | Respektive | |
| SEE | – | Spectral Emitted Energy – metoda pro sledování provozního stavu ložisek | |
| SPM | – | Schock Pulse Meter – metoda k měření technického stavu ložisek | |
| Tab. | – | Tabulka | |
| tzn. | – | To znamená | |
| tzv. | – | Tak zvaný | |
| VDI | – | Verein deutscher Ingenieure (svaz německých inženýrů) | |

1. Vibrodiagnostika

Vibrodiagnostika je jednou z hlavních metod bezdemontážní diagnostiky a její měření je z principu prováděno za běžného provozu bez omezení výroby. Hlavním cílem vibrodiagnostiky je odhalit skutečný stav zařízení. To znamená umožnit operativní plánování údržby, minimalizovat zbytečné preventivní opravy a předcházet havarijním odstávkám.

1.1 Úvod do vibrodiagnostiky

Snížení výrobních nákladů [1], [2], je pro většinu výrobních společností nezbytné vzhledem k jejich celkovým ziskům. Zavedením metod technické diagnostiky, tzn. i vibrodiagnostiky, se zajistí efektivní monitorování stavu strojních zařízení a jejich komponentů. Technická diagnostika je vědní obor zabývající se metodami, postupy a prostředky bezdemontážního a nedestruktivního zjišťování technického stavu objektu. Je nedílnou součástí údržby včetně její zajištění. Zabezpečuje velmi vysokou jistotu a spolehlivost celého strojního systému s výhledem na prodloužení cyklů údržby a omezení následných škod. Objektivní technický stav daného diagnostikovaného objektu musí být určován bez přerušení provozu na základě informací (diagnostických parametrů), které lze získat bez rozebrání objektu a detailního zkoumání jeho jednotlivých součástí. Použitím metod technické diagnostiky v případě hrozící havárie můžeme například automaticky zastavit provoz diagnostikovaného stroje. Diagnostika se rozlišuje podle sledování různých fyzikálních veličin, které umožní stanovit správná kritéria o provozním stavu sledovaného objektu. U vibrodiagnostiky jsou těmito fyzikálními veličinami míněny vibrace a to především vibrace u rotačních strojů.

1.2 Základní pojmy

Mezi základní úkoly technické diagnostiky [4] patří testování provozuschopnosti nebo poruchy, zjištění místa výskytu poruchy a její příčiny, předpověď provozuschopnosti a v neposlední řadě také umožnit zpětnou vazbu konstruktérovi na úpravu poruchových

členů. Pro tyto případy je třeba znát správnou mez diagnostických veličin ještě před poruchou a provádět přiměřeně často diagnostické inspekce.

Z výše uvedených poznatků se nám naskýtá pár základních definic [1], [2]:
DIAGNÓZA – pojem původně převzatý z řečtiny (DIA – GNOSIS), jedná se o vyhodnocení okamžitého technického stavu diagnostikovaného objektu, resp. vyhodnocení provozuschopnosti objektu za daných provozních podmínek.

PROGNÓZA – opět pojem převzatý z řečtiny (PROGNOSIS), je to výrok o pravděpodobném vývoji technického stavu objektu. Jejím cílem je stanovit na základě statistických vyhodnocení pravděpodobnost bezporuchového stavu v následujícím období. Dále je třeba na základě poruch určit termíny generálních a dílčích oprav či výměn komponentů objektu.

DETEKCE – odhalení skryté či vznikající poruchy.

LOKALIZACE – identifikace místa a rozsahu vznikajících poruch.

SPECIFIKACE – stanovení příčiny vznikající poruchy.

PREDIKCE – určení prognózy zbytkové životnosti, resp. času do nezbytné opravy.

GENEZE – z řeckého (GENESIS), při zkoumání stavu diagnostikovaného objektu by neměl být problém určit technický stav, ve kterém byl tento objekt v minulosti. Jedná se tedy o analýzu pravděpodobných příčin vzniku poruchy.

DIAGNOSTICKÝ SYSTÉM – organizovaný systém, tvořený diagnostickými prostředky, diagnostikovaným objektem a obsluhou, který hodnotí technický stav objektu. Je buď trvale instalován (ON LINE měření), nebo lze použít tzv. přenosné měřicí systémy (OFF LINE měření). Je možné také tyto měření zkombinovat, resp. použít snímače, které jsou instalovány trvale a měřit data cyklicky (periodicky) – semitrvale.

DIAGNOSTICKÉ PROSTŘEDKY – soubor technických zařízení, postupů a metod provádějících analýzu a vyhodnocení technického stavu objektu.

DIAGNOSTICKÁ VELIČINA – udává technický stav diagnostikovaného objektu nebo jeho částí.

1.3 Příčiny vibrací

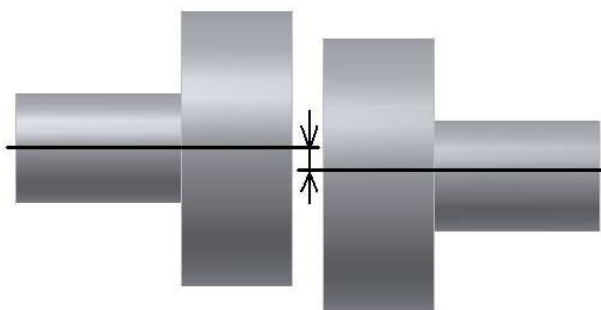
Při provozu všech točivých strojů [2], [4] je prakticky nemožné vyhnout se mechanickému chvění. To znamená, že každý točivý strojní systém i v dokonalém (novém)

stavu má určitou hladinu chvění. Mezi hlavní příčiny mechanického chvění patří dynamické namáhání stroje provázející výrobní nepřesnosti, vůle pohyblivých součástí, styk třecích ploch apod. Včasná detekce možné poruchy je tedy pro strategické plánování oprav základním předpokladem.

Za prioritní detekovatelné závady, které zvyšují vibrace, lze považovat nevyváženost a nesouosost zařízení (rotory, ložiska, spojky, převody aj.) K těmto problémům přibývá nadále ještě mechanické uvolnění, opotřebení převodů, zadírání, rezonance, případné elektrické závady, různé deformace a poškození ložisek.

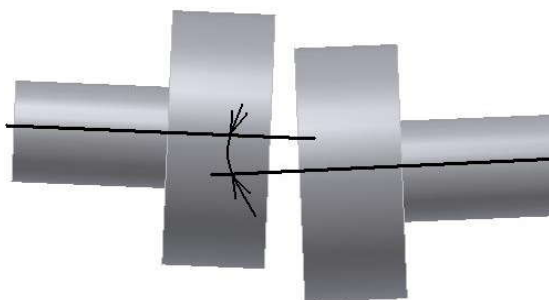
Nesouosost: Rotující součásti, navazující [5] na sebe v jedné rotační ose jako třeba hřídele, ložiska, spojky apod., jsou neustavené (nesouosé), když jejich středy rotace nejsou během provozu stroje souosé.

- ❖ Radiální přesazení (posunutí) – osy hřídelí jsou rovnoběžné, ale vůči sobě posunuté, tzn., mění se vzdálenost mezi osami v daném bodě.



Obr. 1.1 Radiální přesazení

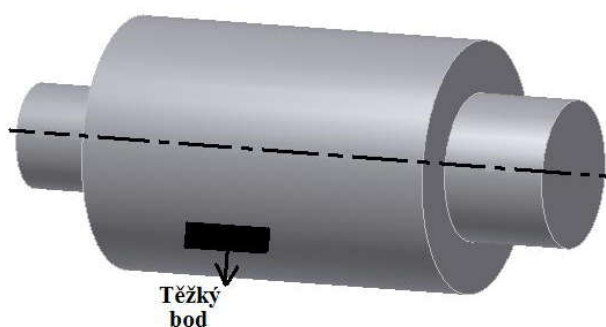
- ❖ Axiální přesazení (úhlová nesouosost) – osy hřídelí jsou vůči sobě nakloněny, tzn., mění se úhel mezi osami rotace.



Obr. 1.2 Axiální přesazení

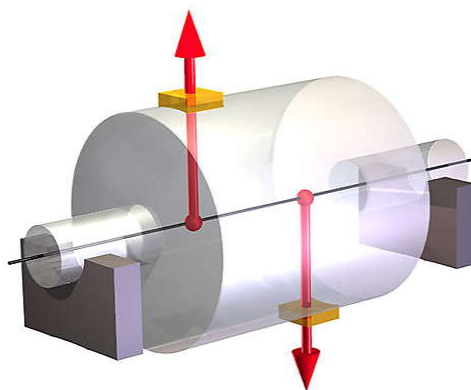
Nevyváženost: Vyvažování strojních zařízení [16], [17], [20] a jejich součástí, rotujících na vysokých otáčkách, zvyšuje životnost zařízení a přesnost výroby. K nevyváženosti dochází tehdy, když se centrální osa setrvačnosti hřídele neshoduje s osou rotace. Odborné průzkumy, prováděné v širokém spektru průmyslových odvětví, dokazují, že polovina havárií strojů je zapříčiněna nevyvážeností. Mezi tři základní typy nevyváženosti patří:

- ❖ Statická nevyváženost – otáčející se těžiště (střed rotoru) mění stále výšku, přičemž dochází ke kmitání kola ve svislé rovině. Tento jev lze sledovat v klidovém stavu. Umístíme-li rotor na dva břity nebo na podložku s co nejmenším třením, bude se tento rotor kolébat tak dlouho, až bude jeho „těžký bod“ (místo) směřovat dolů. Vyrovnání statické nevyváženosti by se mělo provádět v těžišti rotoru. To znamená, že se buď materiál odebere na „těžkém místě“, nebo se naopak přidá na protilehlém místě.



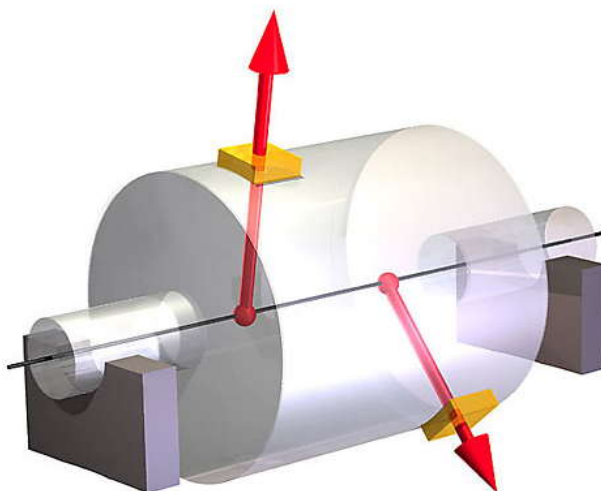
Obr. 1.3 Statická nevyváženost

- ❖ Momentová nevyváženost – v tomto případě zde působí dvě nevyváženosti (síly, hmoty) stejné velikosti, které jsou vůči sobě posunuté o 180° . Toto rozdělení nevyváženosti nelze tedy sledovat v klidovém stavu, neboť rotor nezaujme za klidu žádnou jednoznačnou polohu.



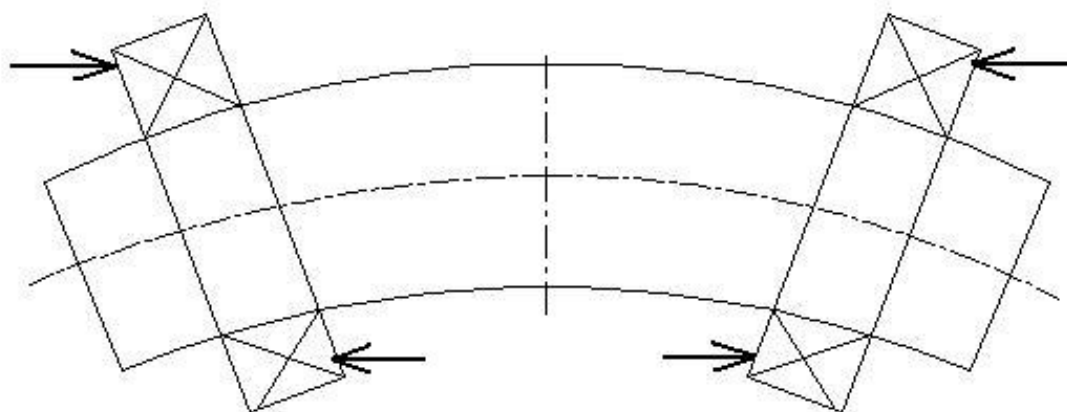
Obr. 1.4 Momentová nevyváženost [18]

- ❖ Dynamická nevyváženost – tento druh nevyváženosti se dá kompletně zjistit pouze za rotace. Lze ji rozdělit na statickou a momentovou nevyváženost, přičemž jedna z nich může převažovat. Znamená to tedy, že dynamické nevyváženosti, působící ve dvou libovolných rovinách, mají rozdílnou velikost a úhlovou polohu. Dynamická nevyváženost patří mezi nejčastější nevyváženosti a vyskytuje se prakticky u všech rotorů. Pro její odstranění je zapotřebí dvou vyvažovacích rovin.



Obr. 1.5 Dynamická nevyváženost [19]

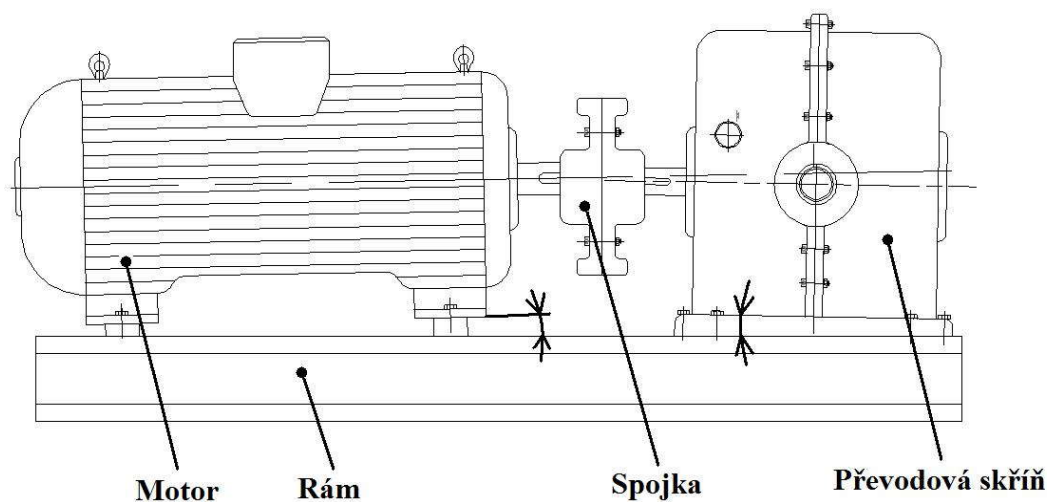
Ohnutý hřídel: Může nám způsobit zvýšení vibrací a zatížení ložisek. Dochází zde ke vzniku axiálních sil, které mohou porušit správnou funkčnost ložisek. Ohnutý hřídel způsobuje vznik mechanického poškození a nadměrné dynamické namáhání ložisek.



Obr. 1.6 Ohnutý hřídel

Mechanické uvolnění: Jak už bylo zmíněno, všechny točivé stroje jsou doprovázeny vibracemi. Tyto vibrace mohou postupem času uvolnit různé kotvící prvky, či jiné

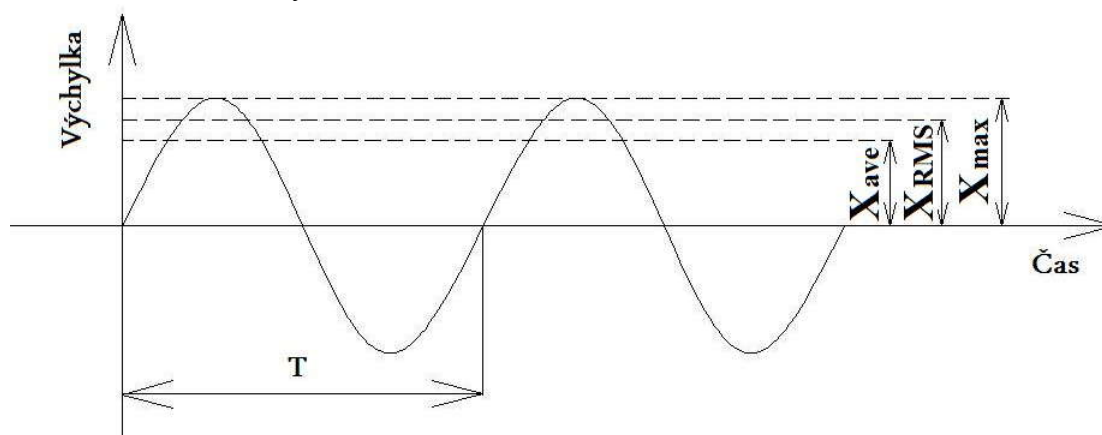
komponenty stroje. Mechanické uvolnění bývá zpravidla doprovázeno mechanickými rázy, které výrazně zvyšují hlučnost chodu stroje.



Obr. 1.7 Mechanické uvolnění

1.4 Měřené veličiny

Pro mechanické [2], [3], [4] kmitání je charakteristické, že kmitající těleso při pohybu zůstává neustále v okolí určitého bodu, zpravidla označovaného jako rovnovážná poloha. Jestliže těleso pravidelně prochází touto rovnovážnou polohou, koná periodický kmitavý pohyb. U periodického kmitání se při pohybu tělesa (hmotného bodu) po uzavřené trajektorii opakuje stejný časový průběh, který se nazývá perioda T . Periodický pohyb si lze představit jako rovnoměrný pohyb po kružnici. Na obr. 1.8 je zobrazen příklad harmonického kmitání s vyznačením maximální amplitudy, střední kvadratické hodnoty a střední absolutní hodnoty.



Obr. 1.8 Harmonické kmitání [2]

Maximální amplituda X_{\max} udává největší rozkmit hodnoceného sinusového kmitu. Někdy bývá označována jako vrcholová hodnota (*PEAK*, *ŠPIČKA*). Používá se zpravidla tam, kde pro hodnocení chvění je závazná výchylka chvění. Popisuje amplitudy mechanických rázů či krátkodobých jevů apod.

Střední kvadratická hodnota X_{RMS} zobrazuje časový průběh a má přímý vztah k energii mechanického kmitání, tzn. je měřítkem nebezpečnosti a škodlivosti. Obsahuje rovněž informaci o výkonu kmitání. Bývá označována také jako efektivní hodnota.

Střední absolutní hodnota X_{ave} nemá v praxi žádný význam, neboť se nevztahuje k žádné důležité fyzikální veličině. Je to průměrná hodnota amplitudy průběhu vlny. U ideálního sinusového signálu je rovna nule.

Je-li pro hodnocení chvění závazná výchylka chvění, tak se udává ještě hodnota maximálního rozkmitu označovaného také jako dvojité amplituda (*PEAK TO PEAK*, *ŠPIČKA – ŠPIČKA*). Je to hodnota, která udává největší rozkmit hodnoceného periodického kmitu.

Základní vztahy [1, 2] mezi periodou T , frekvencí kmitání f a kruhovou frekvencí ω :

$$1. f = \frac{1}{T} \quad [Hz]$$

$$2. \omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad [rad \cdot s^{-1}]$$

Rovnice harmonického pohybu [3, 4, 5] pro výchylku $x(t)$, rychlost v a zrychlení a :

$$3. x(t) = X_{\max} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) = X_{\max} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) = X_{\max} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad [m]$$

$$4. v = \frac{dx}{dt} = \omega \cdot X_{\max} \cdot \cos(\omega \cdot t) = V_{\max} \cdot \cos(\omega \cdot t) = V_{\max} \cdot \sin\left(\omega \cdot t + \frac{\pi}{2}\right) \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$5. a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 \cdot X_{\max} \cdot \sin(\omega \cdot t) = -A_{\max} \cdot \sin(\omega \cdot t) = A_{\max} \cdot \sin(\omega \cdot t + \pi) \quad [m \cdot s^{-2}]$$

kde je: V_{\max} – maximální rychlost (amplituda rychlosti), A_{\max} – maximální zrychlení (amplituda zrychlení), t – čas

Další veličiny [6, 7, 8]:

Střední absolutní hodnota:

$$6. X_{ave} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T |x| \cdot dt$$

Střední kvadratická hodnota:

$$7. X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x^2 \cdot dt}, \text{ tento vztah je obecně vyjádřený, pro harmonický pohyb platí:}$$

$$8. X_{RMS} = \frac{\pi}{2 \cdot \sqrt{2}} \cdot X_{ave} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot X_{max}, \text{ tzn. mezi střední absolutní hodnotou, střední}$$

kvadratickou hodnotou a maximální amplitudou platí následující vztahy [9, 10, 11]:

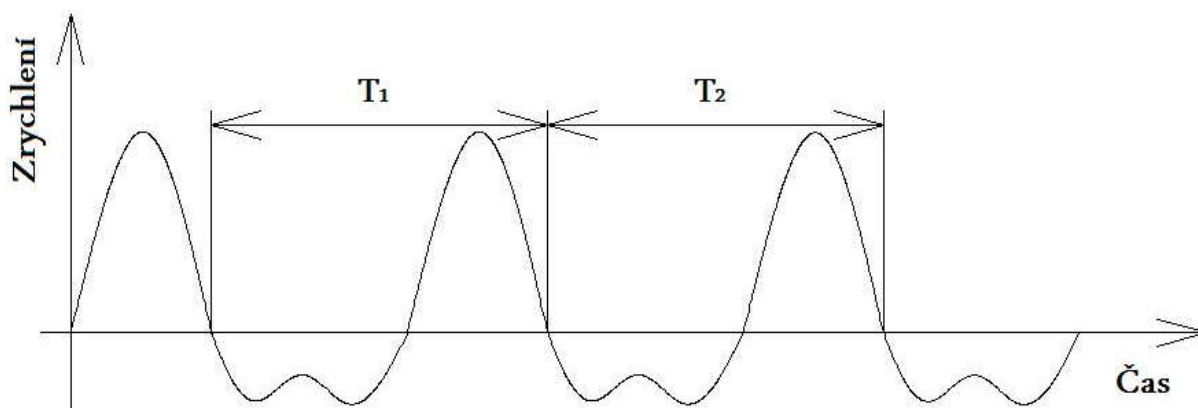
$$9. F_f = \frac{\pi}{2 \cdot \sqrt{2}} \quad - \text{faktor tvaru}$$

$$10. F_C = \sqrt{2} \quad - \text{faktor vrcholu}$$

$$11. \Rightarrow X_{RMS} = F_f \cdot X_{ave} = \frac{1}{F_C} \cdot X_{max}$$

Pro ověření, zda se jedná o neharmonický pohyb, nám slouží výše uvedené veličiny (ave, RMS, F_f , F_C), ze kterých tedy získáváme potřebné informace. Převážná většina vyšetřovaných strojů se však projevuje neharmonickým pohybem. K tomuto pohybu může dojít i při stejných periodách ($T_1 = T_2 = \dots = T_n$), potom se tento pohyb nazývá neharmonický periodický, jehož ukázka je na *obr. 1.9*.

Výpočetní vztahy [1 ÷ 11] uvedené v této kapitole jsou převzaty z literatury [2]



Obr. 1.9 Neharmonický periodický pohyb [2]

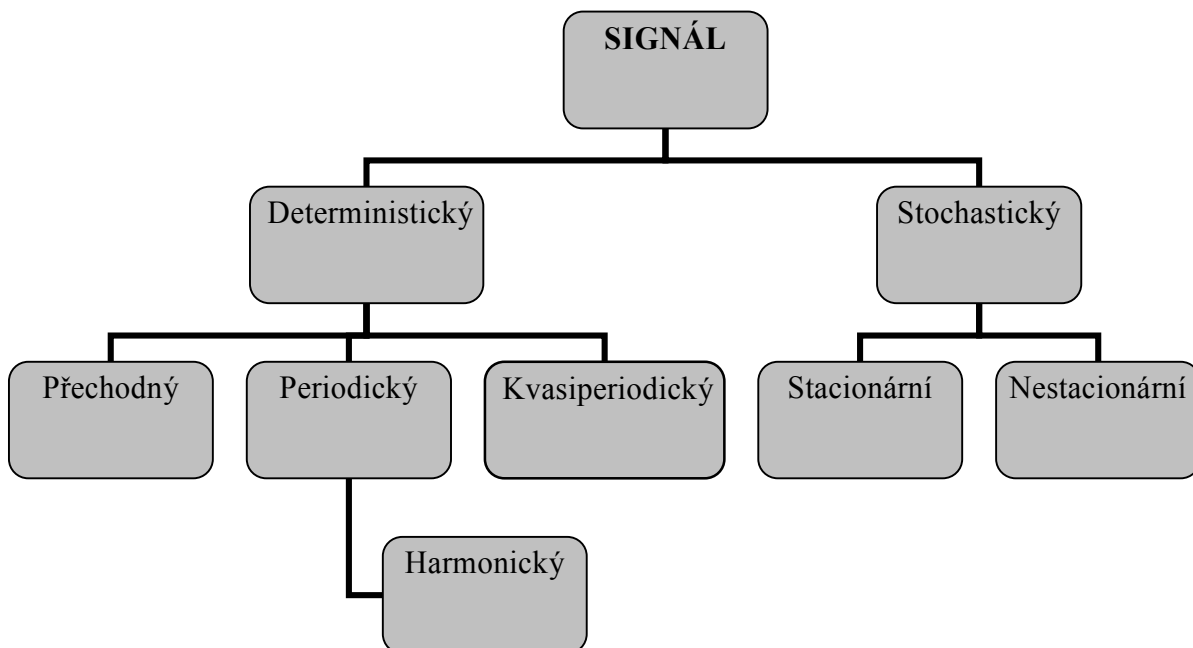
2. Měření a vyhodnocení vibrací

Vibrodiagnostika nám v dnešní době umožňuje používat nejrůznější metody měření vibrací. Výrobci měřicí techniky v tomto oboru nám poskytují velký sortiment přístrojů, snímačů, převodníků a systémů vibrací, otáček a deformací strojů.

Při měření vibrací by měl výstupní signál co nejpřesněji odpovídat průběhu mechanického kmitání. Pojem signál můžeme chápat jako časovou funkci, reprezentující časové průběhy fyzikálních veličin, která obsahuje na rozdíl od šumu a rušení pouze významné informace o objektu, který signál produkuje.

2.1 Základní typy signálů

Vlastní signály se mohou dělit podle různých hledisek. Nejčastěji se však třídí dle jejich časového průběhu. Základní dělení signálů je tedy na deterministické a stochastické, které můžeme dále rozvětvit podle *obr. 2.1*.



Obr. 2.1 Klasifikace signálů [2]

V celé řadě literatury [1], [2], [4] zabývající se teorií chvění existuje spousta definic popisujících uvedené signály. Zde danou klasifikaci lze stručně popsat například takto:

DETERMINISTICKÝ signál – signál, jehož časový průběh je vymezen (určen matematickou rovnicí) a proto je možné tento průběh analyticky popsat.

STOCHASTICKÝ signál (náhodný) – opak deterministického signálu čili nelze jeho průběh předvídat.

PŘECHODNÝ signál – časově omezený signál (doběh, impuls, projíždějící auto apod.)

PERIODICKÝ signál – signál, který se opakuje v pravidelných časových intervalech. Je tvořen harmonickými signály, které jsou násobkem jedné základní frekvence. V oboru kmitání má tento signál nejširší uplatnění, neboť se objevuje u většiny strojních zařízení.

KVASIPERIODICKÝ signál – analogie periodického signálu s tím rozdílem, že je složen z harmonických signálů, jež jsou násobky alespoň dvou základních frekvencí a současně jsou v poměru určeném iracionálním číslem.

HARMONICKÝ signál – speciální případ periodického signálu.

STACIONÁRNÍ signál – časový průběh tohoto signálu má ustálený charakter.

NESTACIONÁRNÍ signál – signál, jehož parametry se výrazně mění v čase. Má převážně spojitý průběh.

Délka záznamu rozhoduje o tom, zda se jedná o stacionární či nestacionární signál. Někdy se totiž signál může jevit v delším záznamu jako stacionární, avšak v kratším záznamu jako nestacionární.

Náhodné signály se mohou ještě dále rozdělit na úzkopásmové a širokopásmové. Úzkopásmové signály jsou tvořeny pouze jednou náhodnou frekvencí s měnící se amplitudou. Naopak širokopásmové signály jsou složeny z více harmonických signálů s frekvencemi o různých hodnotách.

2.2 OFF – LINE systém

Diagnostické prostředky OFF – LINE mají [11] různou strategii v závislosti na firmě. Někdy se také užívá termín – malé přenosné přístroje tzv. kolektory dat. Snímání dat se

pak provádí za chodu a vedle okamžitého základního vyhodnocení se provádí podrobná analýza naměřených dat s časovým odstupem na externím pracovišti.

Tento způsob měření tedy zahrnuje pravidelné měření sledovaného zařízení a stanovení obchůzek, které se určí podle důležitosti stroje, zatížení stroje a druhu provozu stroje. Změní-li se intenzita vibrací, pak je nutné provést analýzu vibrací (vyhodnocení) a rovněž zkrátit interval měření.

Pro OFF – LINE měření se používají zpravidla frekvenční analyzátory či vibrometry. Vibrometry, někdy zvané digitální analyzátory, jsou určeny pro pravidelnou údržbu a diagnostiku strojů a jejich částí. Mohou rychle rozpoznat nevyváženosti či osové vychýlení ložisek a hnacích zařízení.

Vibrometr VM – 6310

Zrychlení: $0,1 \div 200 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; (10Hz – 1kHz)

Provozní teplota: $0 \div 40^\circ\text{C}$

Napájení: 4 x 1,5 V AA

Rozměry: 160 x 68 x 32 (mm)

Váha: 180 g – bez baterií

Automatické vypnutí přístroje při nečinnosti



Obr. 2.2 Vibrometr VM – 6310 [15]

Vibrometr VM – 6320

Zrychlení: $0,1 \div 200 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; (10Hz – 1kHz; 10Hz – 10kHz)

Posun: $0,001 \div 2,0 \text{ mm}$ (10Hz – 1kHz)

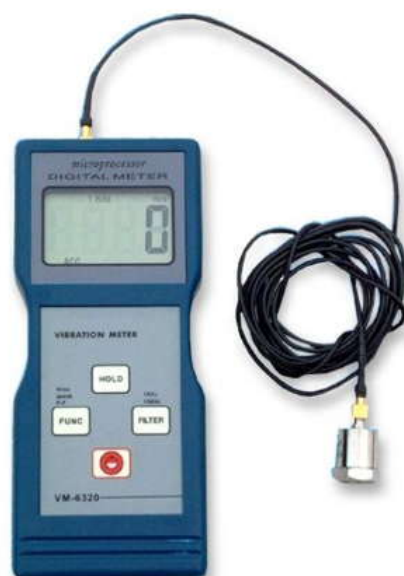
Provozní teplota: $0 \div 40^\circ\text{C}$

Napájení: 4 x 1,5 V AA

Rozměry: 160 x 68 x 32 (mm)

Váha: 181 g – bez baterií

Automatické vypnutí přístroje při nečinnosti



Obr. 2.3 Vibrometr VM – 6320 [15]

Vibrometr VM – 6360

Zrychlení: $0,1 \div 200 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; (10Hz – 1kHz; 10Hz – 10kHz)

Posun: $0,001 \div 4,0 \text{ mm}$ (10Hz – 1kHz)

Provozní teplota: $0 \div 40^\circ\text{C}$

Napájení: 4 x 1,5 V AA

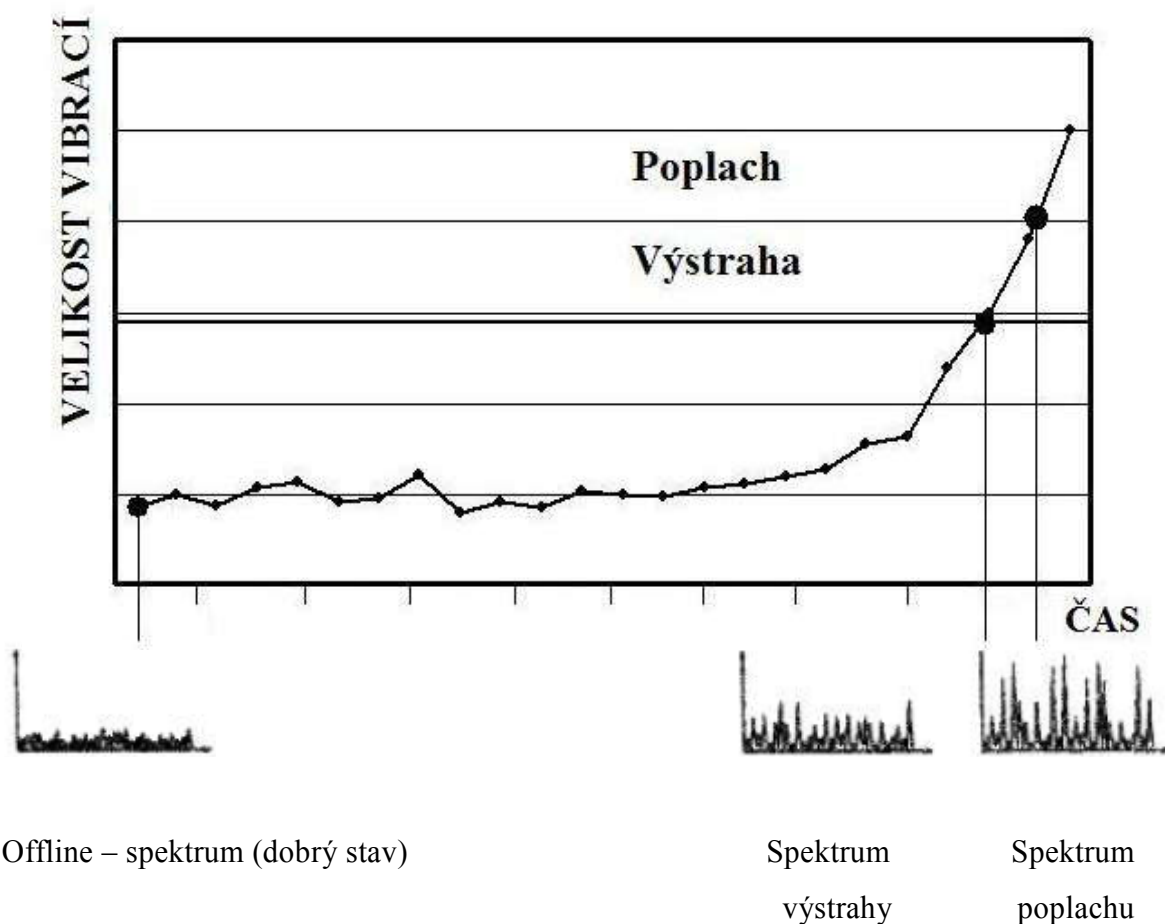
Rozměry: 124 x 62 x 30 (mm)

Váha 120 g – bez baterií

Automatické vypnutí přístroje při nečinnosti



Obr. 2.4 Vibrometr VM – 6360 [15]



Obr. 2.5 Trendování vibrací [2]

OFF – LINE měření rovněž zahrnuje sledování vývoje trendů měřených veličin pomocí trendového grafu. Definice trendového grafu uvádí, že se jedná o časový graf

zobrazující současnou i předešlou hodnotu vibrací v závislosti na čase. To znamená, že vibrační diagnostikou zjistíme příčiny vznikajících poruch, resp. určíme mezní stav diagnostikovaného objektu. Následně se naplánuje vhodné údržbářské opatření. Pro kvalitní úroveň provozu se trendování neobejde bez určení limitních hodnot vibrací. Existuje celá řada postupů jak stanovit limitní hodnoty vibrací. Například určení výrobcem zařízení, stanovení podle příslušné normy (ISO, DIN, ČSN EN, ČSN ISO, VDI aj.), nebo lze také použít matematicko-statistické metody. Podle normy ČSN ISO 13 373 – 1 se značí stav daného objektu takto: DOBRÝ, ZHORŠENÝ STAV, PORUCHA. Dříve se používalo značení – DOBRÝ, USPOKOJIVÝ, NEUSPOKOJIVÝ, NEPŘÍPUSTNÝ. Na *obr. 2.5* je zobrazen příklad trendového grafu.

2.3 ON – LINE systém

ON – LINE měřicí systém [13] je vlastně zařízení, které je trvale či periodicky připojeno k diagnostikovanému objektu a průběžně nebo pravidelně sleduje technický stav objektu. Vyhodnocuje rovněž trend vad nebo mezních bezpečnostních stavů, při kterých je nutno objekt z provozu odstavit. Z hlediska efektivnosti diagnostiky lze připustit měření daného objektu každý měsíc nebo i častěji. Delší časový interval již výrazně snižuje úspěšnost měření. Některé typy strojů je dokonce nutné měřit stále – souvisle. Pro každý typ měření lze nastavit limitní hodnoty – varování (Alert) a nebezpečí (Danger). Pro bezpečný a bezporuchový provoz lze dokonce nastavit vibrační limity, při jejichž překročení systém stroj odstaví.

ON – LINE systém dokáže řídit i několik připojených měřicích systémů současně. Existuje mnoho způsobů jak přenést naměřená data do počítače. Každý výrobce používá vlastní PC – software, moduly a paměťové karty s různými vlastnostmi a zabezpečením (neohrožená archivace dat při výpadku PC apod.) Všechna naměřená data jsou tedy ukládána do databáze pro jejich další vyhodnocení. Příklady ON – LINE měřicích systémů jsou uvedeny níže. Jedná se především o produkty firmy ADASH, spol. s.r.o.

Systém A3600: ON – LINE vibrační monitorovací systém [23]

- určen pro systémy řízení a kontroly a pro zabezpečovací systémy strojů a pro obecně všechny aplikace týkající se údržby a monitorování stavu strojů.
- sestává se z mnoha volitelných komponent.

- široký rozsah aplikací pro motory, ventilátory, čerpadla, převodovky, malé turbíny, diagnostiku ložisek.
- jednoduchý ON – LINE měřicí systém, který dokáže především vyhodnotit úroveň vibrací a stav ložisek.
- novou vlastností systému je možnost měření časových signálů a frekvenčních spekter, jedná se o měření rychlosti vibrací do 1000 Hz a zrychlení vibrací do 16 kHz.
- měřené hodnoty jsou přehledně zobrazeny na displeji, což umožňuje obsluhu stroje kdykoliv kontrolovat stav zařízení.
- lze nastavit vibrační limity, při jejichž překročení systém stroj odstaví.



Obr. 2.6 Systém A3600: ON – LINE vibrační monitorovací systém [23]

Systém A3600 MAIN [23]

- provádí všechna měření a jejich vyhodnocení
- obsahuje jeden vibrační vstup, dvě vibrační proudové smyčky, čtyři relé a binární vstupy pro definici procesu

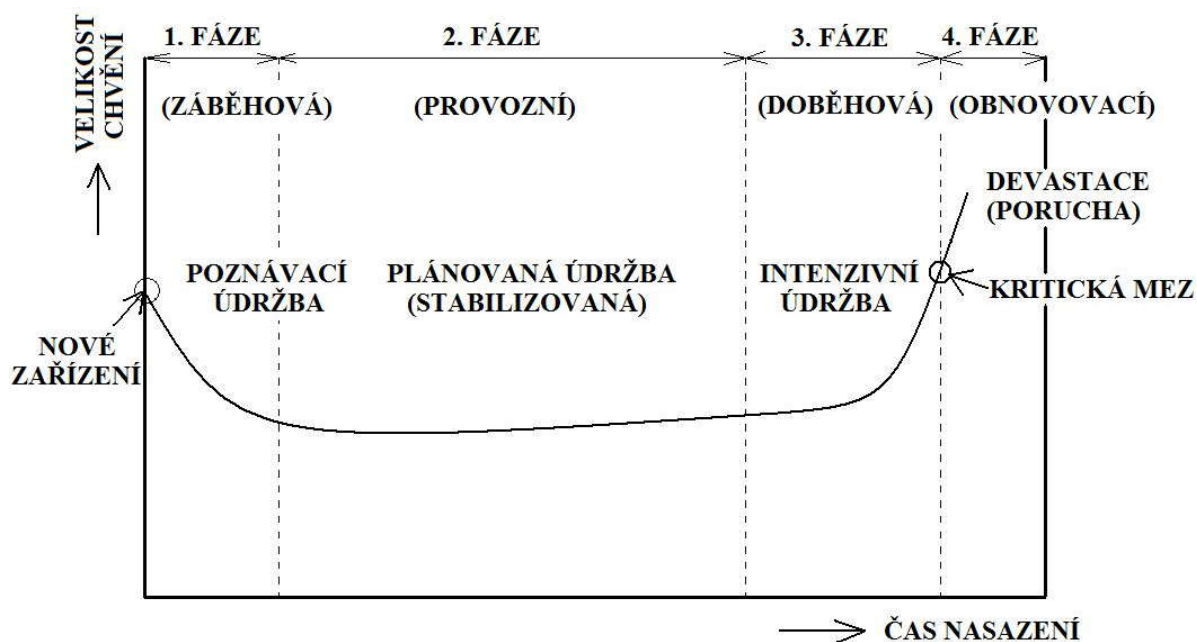
V současnosti existuje celá řada přístrojů sledujících technický stav objektu, ale v rámci zadání a rozsahu této práce se jimi není třeba zabývat.



Obr. 2.7 Systém 3600 MAIN [24]

2.4 Fáze životnosti

Pro plánování a řízení údržby [2], [27] je nezbytně nutné provést regresi (dopočítání) průběhu trendu do dané limitní hodnoty. Zbytkovou životnost, resp. čas do nutné opravy zjistíme pomocí trendů v doběhové fázi vanové křivky (viz *obr. 2.8*). VANOVA KŘIVKA zobrazuje časový průběh hladiny chvění v průběhu technického života.



Obr. 2.8 Časový průběh vibrací [2]

- ❖ **Záběhová fáze** – v této fázi se jedná zpravidla o nový objekt nebo o objekt po kompletní generální opravě. V této části je zvýšená hladina chvění. Důvodem mohou být např. různé výrobní vady, vady při montáži nebo i chyby při samotném návrhu. Intenzita vibrací postupně klesá až do doby, kdy dojde k zaběhnutí kontaktních strojních částí.
- ❖ **Provozní fáze** – jedná se o nejdelší a nejproduktivnější období zařízení. Intenzita chvění je téměř konstantní, neboť se tato fáze vyznačuje ustálenými provozními podmínkami a bezporuchovým chodem. Toto období se někdy také nazývá období normálního využití.
- ❖ **Doběhová fáze** – je charakterizována procesy stárnutí, projevuje se degradace materiálu a hladina vibrací opět narůstá. Zvyšuje se také intenzita poruch a ostatních nežádoucích jevů.

V tomto období lze očekávat havárii stroje což znamená, že jej můžeme nazvat jako konečné období provozu stroje.

- ❖ **Obnovovací fáze** – v této fázi prochází zařízení rekonstrukcí, při které dochází k obnově nebo výměně opotřeбенých či poničených elementů zařízení.

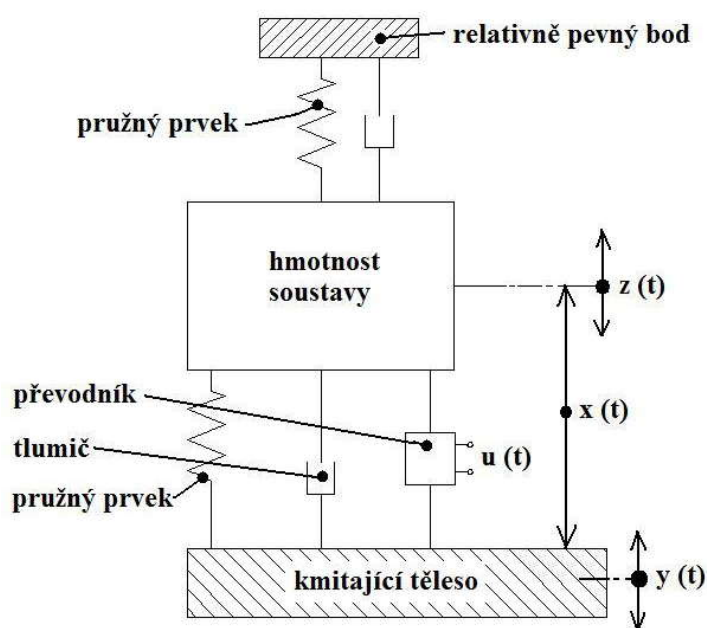
3. Snímače vibrací

Při měření jakékoliv [2] veličiny charakterizující chvění by měl výstupní signál co nejvíce odpovídat průběhu mechanického kmitání. V dnešní době se uplatňují pouze snímače zrychlení, avšak existují určitá měření vyžadující jiné typy snímačů, jako jsou tenzometry. Použití tenzometrů je pro monitorování vibrací omezené. Je to především proto, že rychlost a výchylku lze jednoduše určit použitím integrujících členů. Monitorování vibrací patří k nástrojům, které slouží i ke snížení hluku. V kritických případech je vhodné použít minimálně dvou snímačů, neboť snímače samy o sobě nejsou univerzálními přístroji.

3.1 Rozdělení snímačů

V podstatě existují [2], [10] dva základní typy snímačů pro měření vibrací:

- Snímače kmitání, jejichž základem je tzv. seismická hmotnost. Zpravidla se montují na konstrukci stroje a jejich výstup je mírou absolutních vibrací konstrukce.
- Snímače relativní výchylky měřící vibrační výchylku a střední polohu mezi rotujícími a nerotujícími prvky.



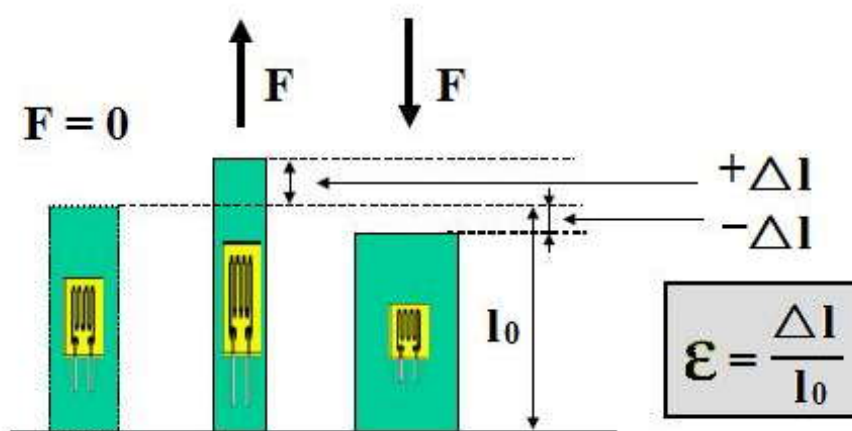
Obr. 3.1 Obecný model snímače kmitání [10]

Princip obecného snímače kmitání by měl být patrný z *obr. 3.1*. Základem je výše zmíněná seismická hmotnost, která se v důsledku kmitání tělesa taktéž rozkmitá a její pohyb se měří převodníkem. Kmitající těleso je tedy budičem síly pro soustavu snímače.

Snímače pro monitorování vibrací lze rozdělit také podle druhu snímané veličiny:

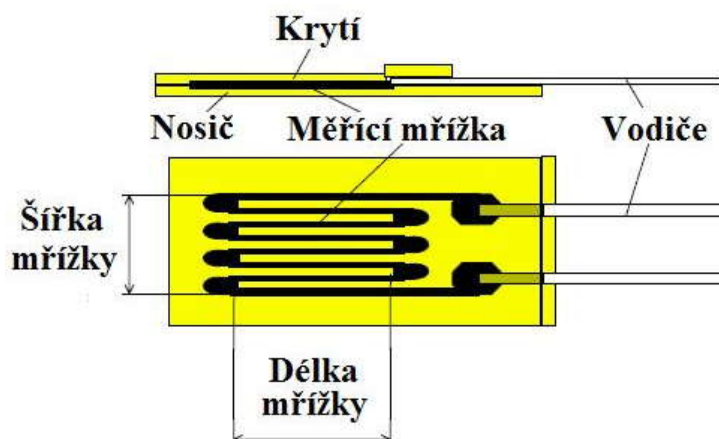
Snímače výchylky – jak už bylo zmíněno, tyto snímače měří vibrační výchylku a střední polohu mezi rotujícími a nerotujícími prvky stroje. Jsou určeny pro měření amplitudy vibrací, která se stanoví snímáním změny polohy relativního a absolutního pohybu součástí. Mezi tyto snímače patří např.:

Tenzometr – jedná se o snímač [8], [21], jehož odpor se mění v závislosti na působící síle. Transponuje sílu, tlak, pnutí či hmotnost na změnu elektrického odporu, který se pak dá změřit. Tento odpor je přímo úměrný délce vodiče a nepřímo úměrný průřezu tohoto vodiče. Při protažení materiálu, na němž je tenzometr připevněn, dochází zároveň k protažení vodiče, což znamená, že vodič zvětší svou délku a zmenší průřez, čímž ve výsledku zvýší svůj odpor. Naopak při kompresi se odpor vodiče snižuje. Princip tenzometru je patrný z *obr. 3.2*. Pro elektrická měření určená ke stanovení mechanických veličin jsou tenzometry jedny z nejdůležitějších prvků techniky. Mezi jejich výhody patří zejména možnost dálkového přenosu dat, možnost regulace naměřených hodnot a vysoká přesnost a citlivost. Tenzometry se používají jak pro snímání expanze (rozeptnutí), tak i kontrakce (smrštění). K materiálu bývá tenzometr připevněn nejčastěji přilepením pomocí speciálních sloučenin lepidel.



Obr. 3.2 Princip tenzometru [8]

V dnešní době se nejčastěji používají nalepovací fóliové tenzometry, (viz *obr. 3.3*). Lze ale použít i tenzometry s mřížkou, s plochou cívkou či s příčným přemostěním.



Obr. 3.3 Schéma fóliového tenzometru [8]

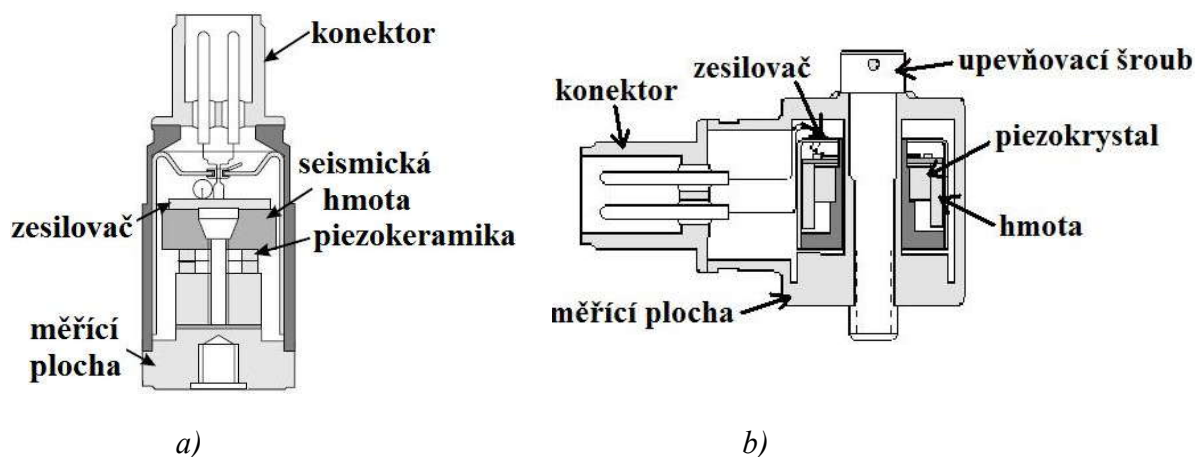
Duální sonda – jedná se o kombinaci [2] seismického snímače rychlosti s bezdotykovým snímačem pracujícím na principu vířivých proudů. Tyto sondy měří relativní vibrace hřídele, absolutní vibrace hřídele i ložiskového domku. Zpravidla se používají dva snímače namontované pod úhlem 90° . V některých případech lze však použít pro měření pouze jeden snímač.

Bezdotyková sonda – její výstup je přímo úměrný [2] relativní výchylce vibrací mezi točivými a netočivými částmi stroje, a proto se používá především u velkých strojů, resp. u strojů, u nichž hmotnost nosné konstrukce je podstatně větší než hmotnost rotoru. Pracuje na principu vířivých proudů. Cívka, kterou prochází vysokofrekvenční střídavý proud, vytváří magnetické pole vyzařované směrem k elektricky vodivému materiálu (např. hřídel). Jestliže vložíme hřídel do magnetického pole, vygenerují se v ní vířivé proudy, které odebírají energii z tohoto pole.

Snímače zrychlení – jedná se o univerzální [1], [2] seismická zařízení, která vytváří výstupní signál úměrný mechanickému vibračnímu zrychlení měřeného tělesa. Tento výstupní signál lze zpracovat tak, aby zobrazoval libovolnou veličinu jako například zrychlení, rychlost či výchylku vibrací. Zpravidla se akcelerometry montují na stacionární (nerotující) konstrukci stroje.

Nejrozšířenější jsou piezoelektrické akcelerometry, v nichž je obsaženo čidlo, resp. piezoelektrický člen, spojující seismickou hmotu s rámem snímače. Tento člen vytváří

elektrický náboj, který je úměrný působící síle a podle jeho umístění a hmoty ve snímači lze akcelerometry rozdělit na dva typy: tlakový a smykový (obr. 3.4).



Obr. 3.4 Akcelerometry [6]: a) tlakový akcelerometr, b) smykový akcelerometr

Snímače rychlosti – jsou to absolutní [1] elektrodynamické senzory, které mohou být v provedení buď s *pohyblivou cívkou*, nebo s *pohyblivým magnetem*. Tuhost u snímačů v provedení s pohyblivou cívkou je dána pružinou a jejich seismická hmota je tvořena cívkou. Naproti tomu u snímačů v provedení s pohyblivým magnetem je tuhost dána membránou a seismickou hmotu tvoří permanentní magnet.

U těchto snímačů není zapotřebí používat napájecí zdroj ani drahé číslicové multimetry se speciálními zesilovači. Přesto lze dosáhnout vysoké úrovně výstupního signálu a malého vnitřního odporu. Mezi nevýhody se řadí jejich větší rozměry a omezený horní kmitočet (2000 Hz – 3500 Hz).

V dnešní době se nejvíce uplatňují snímače zrychlení, neboť výchylku a rychlost lze jednoduše určit pomocí integrujících členů.

3.2 Uchycení snímačů

Touto problematikou [2], [6] se zabývá norma ČSN ISO 5348. Tato norma popisuje připevňovací charakteristiky snímačů, které mají být určeny výrobcem a uvádí doporučení uživatelům pro připevnění snímačů. V tomto případě je kladen důraz na úzký mechanický kontakt mezi základnou akcelerometru a povrchem, ke kterému je připevněn. Špatně

namontovaný akcelerometr podstatně snižuje použitelný frekvenční rozsah a může tím tak zkazit vibrační měření. Mezi základní způsoby upevnění patří například: montáž pomocí šroubu, přilepené šrouby, montáž pomocí včelího vosku, magnet, různé objímky a speciální držáky.

Každý typ uchycení má různý vliv na výkonnost snímače a výrazně tak ovlivňuje frekvenční odezvu snímače, zejména při měření na vysokých frekvencích. Nejlepší vlastnosti má připevnění pomocí šroubu. Samozřejmě není možné všude použít tento typ uchycení, protože v některých místech není možné vrtat a vyřezat díry pro šrouby. V tomto případě můžeme šrouby přilepit lepidlem či použít včelí vosk. Montáž pomocí včelího vosku je sice rychlé připevnění, ale při vyšších teplotách se změkčuje. Proto je jeho použití omezeno do cca 40°C.

4. Základní metody vibrodiagnostiky

Kmitání strojů může být vyvoláno celou řadou příčin jako např. vadná spojka, nesouosost, vadná ložiska apod. Mezi základní a nejpoužívanější analytické metody, umožňující přesnou identifikaci jednotlivých příčin kmitání, patří frekvenční analýza vibračních signálů pomocí FFT (Fast Fourier Transformation).

4.1 Frekvenční analýza pomocí FFT

Tato analýza hledá [2], [4], [22] v průběhu vibračního signálu pravidelně se opakující děje, které potom zobrazí jako jednotlivé čáry v daném souřadnicovém systému. Rozeznáváme zde dva druhy souřadnicových systémů: frekvenční spektrum (amplituda – osa y, frekvence – osa x) a časový průběh (amplituda – osa y, čas – osa x). Energie nesená časovým průběhem vibrace musí být totožná s energií, která je obsažená ve spektru vibrací.

Rozloží-li se periodická funkce se spojitým časem na kombinaci harmonických signálů, utvoří se tzv. Fourierova řada. Pro obecné neperiodické funkce se používá FFT (Fast Fourier Transformation). Můžeme tedy říci, že frekvenční a Fourierova analýza poskytují komplexní obraz o daném objektu. FFT vychází ze značného urychlení výpočtu Fourierovy transformace vycházející z Fourierovy řady. Spektrum FFT je bezprostředně užitečným nástrojem a to pro svoji rychlost, přesnost, jednoduché nastavení parametrů a realizovatelnost ve formě univerzálního elektronického obvodu. Analýza FFT umožňuje zjistit maximum informací z vybraného signálu a její výsledky lze uložit buď jako obrázky spektra nebo jako textový soubor s daty.

4.2 Kepstrální analýza

Je to metoda, která hledá [2] pravidelně se opakující rozdíly mezi sousedními frekvenčními čarami. Používá se zejména v případech, kdy má frekvenční spektrum několik nosných frekvencí, na které jsou namodulována boční pásma. V kepstru je

vyznačen jednotlivými čarami odstup bočních pásem. Kepstrum je tedy definováno jako zpětná Fourierova transformace logaritmu Fourierova obrazu vstupního signálu.

Kepstrum se často používá při stanovení základního hlasivkového tónu a pro klasifikaci řeči na znělé a neznělé segmenty. Tuto analýzu můžeme využít také například u diagnostiky převodovek, poškození valivých ložisek či u znehodnocení boků zubů ozubeného soukolí.

4.3 Obálková metoda (ENVELOPE)

Tato metoda [7] je založena na opakování signálu vyvolaného vadou ložiska v oblasti nízkých frekvencí a využívá velmi vysoké frekvence. Při této analýze je signál nejdříve přiveden do filtru, který propustí jen vysoké frekvence a odfiltruje většinu šumu způsobeného vibracemi konstrukce, nesouosostí apod. Frekvence opakování signálu se filtrováním nezmění, proto se impulsy opakují ve stejných intervalech i přes snížení energie. Obálkovou analýzu lze použít pro všechny frekvence, ale zpravidla se používá v nízkofrekvenčním pásmu. Obálka zobrazující stav ložiska je analyzována ve frekvenčním spektru, kde se vyskytuje minimum interferencí.

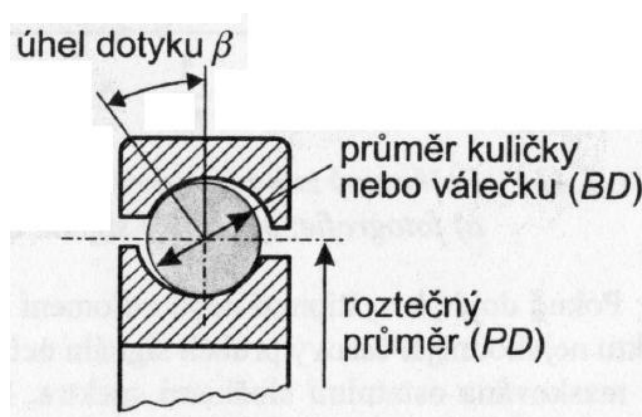
Tato metoda ve spojení s FFT analýzou určí, která část ložiska je poškozena. Abychom zjistili závadu valivého ložiska, musíme určit frekvence, na kterých se projevují tyto poruchy. Tyto frekvence lze vyjádřit idealizovanými rovnicemi, přičemž se předpokládá, že se valivé elementy pouze odvalují po povrchu ložiskových drah. Ve skutečnosti však tyto valivé prvky konají kombinovaný pohyb složený z prokluzování a otáčení. Rovnice [12, 13, 14, 15] pro poruchové frekvence valivého ložiska vypadají takto:

Poškození vnitřního kroužku:

$$12. \text{BPFO} = \frac{n}{2} \cdot \frac{\text{RPM}}{60} \cdot \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi \right)$$

Poškození vnějšího kroužku:

$$13. \text{BPFI} = \frac{n}{2} \cdot \frac{\text{RPM}}{60} \cdot \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi \right)$$



Obr. 4.1 Geometrie ložiska [1]

Poškození valivých elementů:

$$14. \text{BSF} = \frac{P_d}{2 \cdot B_d} \cdot \frac{\text{RPM}}{60} \cdot \left(1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \right)^2 \cdot \cos^2 \varphi \right)$$

Poškození klece:

$$15. \text{FTF} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\text{RPM}}{60} \cdot \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi \right)$$

kde je: P_d – roztečný průměr [m], B_d – průměr valivého elementu [m], RPM – otáčky hřídele [min^{-1}], n – počet valivých elementů [–], φ – kontaktní úhel [°]

Výpočetní vztahy [12 ÷ 15] uvedené v této kapitole jsou převzaty z literatury [2]

4.4 Spectral Emitted Energy (SEE)

Jedná se o kombinaci [7], [28] vysokofrekvenční akustiky s obálkovou analýzou pro sledování provozního stavu ložisek. Umožňuje velmi včasnou detekci problémů ložisek, převodovek a mazání. Detekuje problémy mazání a kontaktu ploch ložiska v dostatečném předstihu pro možné opravy, čímž se prodlouží životnost ložiska. Měří se akustické emise vytvořené kovem a jinými okolnostmi jako např. defekt ložiska, nedostatečné mazání, dynamické přetížení apod. Šíření ultrazvukových vln se snímá speciálním snímačem akustické emise až do frekvencí několika MHz. Signál se dále filtruje na frekvenci okolo 300 kHz a následně proběhne další analýza. Výsledné spektrum se porovná s poruchovými frekvencemi nebo se zaznamená do trendového grafu.

V praxi se využívá celá řada alternativních metod pro zpracování vibračního signálu. Jedná se především o metody pro měření technického stavu valivých ložisek, jako jsou např. SPM (Schock Pulse Meter), BCU (Bearing Condition Unit), Crest factor, Q factor apod.

5. Návrh měření a jeho vyhodnocení

Předmětem této kapitoly je seznámení se s vlastním měřením pohonu mlýna. Zaměřím se především na analýzu signálu s cílem diagnostikovat různé děje v daném strojním zařízení. Dále je věnována pozornost použitému měřicímu zařízení, přípravě měření a jeho vyhodnocení. Měření bylo provedeno ve společnosti ArcelorMittal Ostrava, a. s. – závod Energetika.

5.1 Stručná charakteristika společnosti ArcelorMittal Ostrava

Společnost ArcelorMittal [14] jako celek je zaměřena především na výrobu a zpracování surového železa a oceli. Dále také na hutní druhovýrobu. Hlavní část hutní výroby tvoří dlouhé a ploché válcové výrobky. Strojírenská výroba vyrábí především důlní výztuže a silniční svodidla.

Závod Energetika představuje rozsáhlý energetický komplex průmyslové energetiky se specifickým zaměřením na potřeby hutního podniku ArcelorMittal. Značná část dodávek energetických médií je orientována do ostatních závodů společnosti ArcelorMittal Ostrava, a. s. a zbytek je určen externím zákazníkům. Tento závod je tvořen dvěma provozy a to teplárnou a hutní energetikou.

5.2 Popis mlýna

V energetickém závodu společnosti ArcelorMittal Ostrava, a. s. bylo postupně vybudováno 11 parních kotlů pro výrobu vysokotlaké páry. V současné době je v provozu 9 kotlů. Vysokotlaká pára se transformuje převážně na elektrickou energii. Dále na teplo, stlačený vzduch, dmýchaný vzduch a technologickou páru. Do otáčejícího se válce mlýna jsou vloženy železné kuličky, které se díky malým otáčkám koulejí přibližně do dvou třetin průměru bubnu a poté padají zpět na dno. Do mlýna se přivádí černé uhlí, které je těmito kuličkami drceno na jemný prach. Tento prach je odsáván do příslušného kotle jako palivo. Pro měření byl vybrán pohon mlýna (*obr. 5.1*), který dodává palivo do kotle K9.



Obr. 5.1 Mlýn kotle K9

5.3 Popis převodovky

Zadaná převodovka (*obr. 5.2*) ozubenými koly je určena pro přenos výkonu 650 kW od elektromotoru. Redukuje otáčky motoru pohánějící mlýn. Je tvořena čtyřmi ozubenými koly (K1 ÷ K4), které jsou uloženy v ložiscích (L1 ÷ L6). Typy ložisek použitých v převodovce, počty zubů a převodové poměry spoluzabírajících kol jsou uvedeny v *tab. 5.1*.



Obr. 5.2 Převodovka

Tab. 5.1 Charakteristika převodovky

| LOŽISKO | | OZUBENÉ KOLO | | |
|---------|------------|--------------|------------|------------------------------|
| ZNAČENÍ | TYP | ZNAČENÍ | POČET ZUBŮ | OTÁČKY [min^{-1}] |
| L1 | 223 24 A | K1 | 49 | 992 |
| L2 | 223 20 | K2 | 138 | 352 |
| L3 | 223 24 M | K3 | 60 | 352 |
| L4 | 223 24 M | K4 | 124 | 170 |
| L5 | 223 24 M | K5 | 18 | 170 |
| L6 | 223 24 M | K6 | 178 | 17,2 |
| L7 | 222 40 K | | | |
| L8 | 222 40 K | | | |
| M:L1 | 6326 M/C3 | | | |
| M:L2 | NU326 M/C3 | | | |

Příklad výpočtu [16]:

$$16. \quad n_2 = n_1 \cdot i_{1,2} = 992 \cdot 0,355 = 352 \text{ min}^{-1}$$

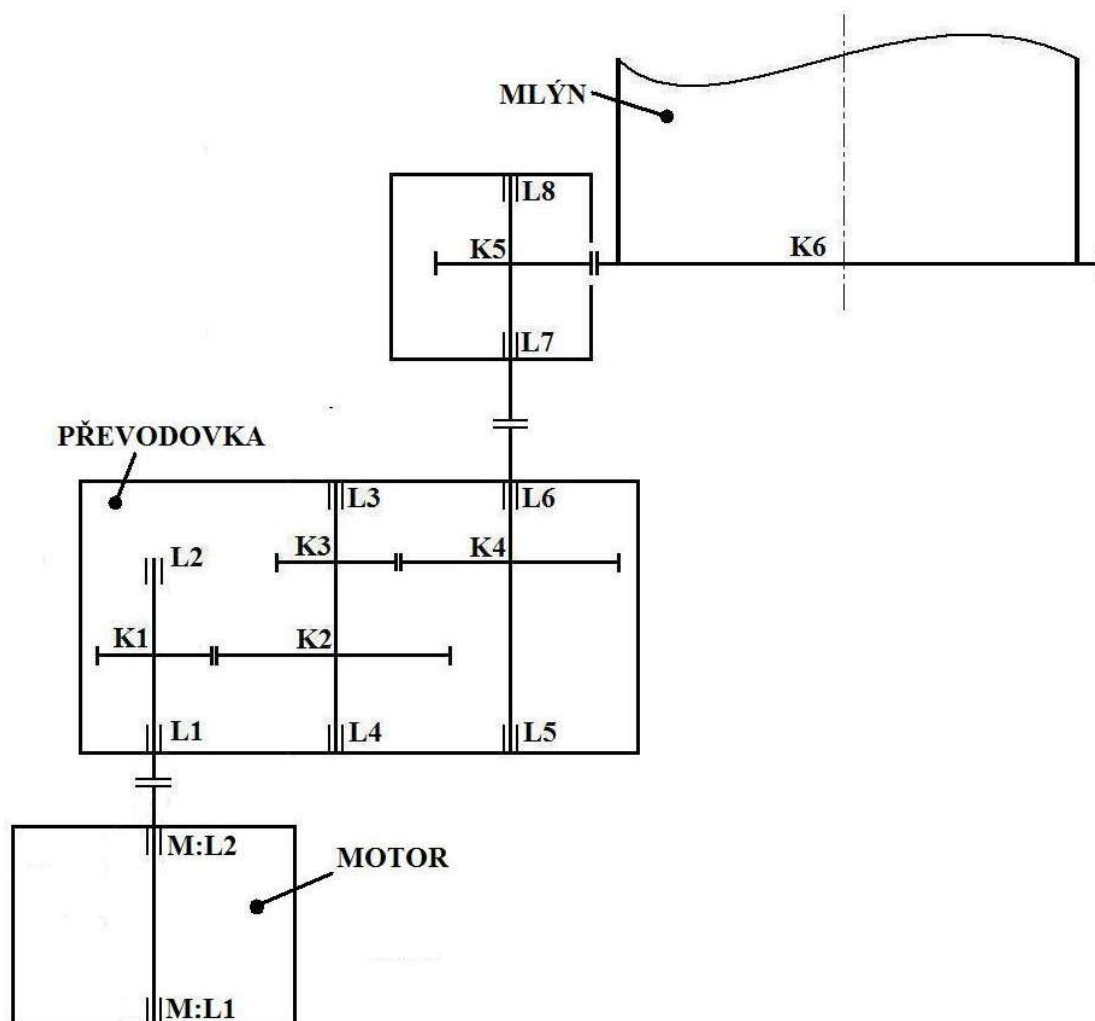
Na výstupním hřídeli převodovky jsou dále nasazeny dvě spoluzabírající kola (K5, K6), která přenáší otáčky bubnu. Kompletní schéma pohonu mlýna je vyobrazeno na obr. 5.3. Při měření byly zjištěny otáčky na vstupním hřídeli. Pomocí převodových poměrů (tab. 5.2) jednotlivých soukolí snadno určíme otáčky ostatních kol.

Tab. 5.2 Převodové poměry

| OZUBENÉ KOLO | POČET ZUBŮ | PŘEVODOVÝ POMĚR |
|--------------|------------|-----------------|
| K1 | 49 | 0,355 |
| K2 | 138 | |
| K3 | 60 | 0,484 |
| K4 | 124 | |
| K5 | 18 | 0,101 |
| K6 | 178 | |

Příklad výpočtu [17]:

$$17. \quad i_{1,2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{49}{138} = 0,355$$



Obr. 5.3 Schéma pohonu mlýna ($K1 \div K6$ – ozubená kola; $M:L1$, $M:L2$, $L1 \div L8$ – ložiska)

Typy ložisek motoru ($M:L1$ a $M:L2$) jsou uvedeny v tab. 5.1. Pro posuzování analýzy frekvenčních spekter, naměřených v daných bodech, je nutné přepočítat otáčkovou frekvenci na frekvenci zubovou. Vypočítané hodnoty frekvencí jsou uvedeny v tab. 5.3.

Tab. 5.3 Frekvence ozubených kol

| OZUBENÉ KOLO | OTÁČKOVÁ FREKVENCE f_n [Hz] | ZUBOVÁ FREKVENCE f_z [Hz] | 2. HARMONICKÁ f_{2harm} [Hz] | 3. HARMONICKÁ f_{3harm} [Hz] |
|--------------|-------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| K1 | 16,533 | 810,13 | 1620,27 | 2430,40 |
| K2 | 5,871 | 810,13 | 1620,27 | 2430,40 |
| K3 | 5,871 | 352,23 | 704,46 | 1056,69 |
| K4 | 2,841 | 352,23 | 704,46 | 1056,69 |
| K5 | 2,841 | 51,13 | 102,26 | 153,39 |
| K6 | 0,287 | 51,13 | 102,26 | 153,39 |

Příklad výpočtu [18, 19, 20, 21]:

$$18. f_n = \frac{n_1}{60} = \frac{992}{60} = 16,533 \text{ Hz}$$

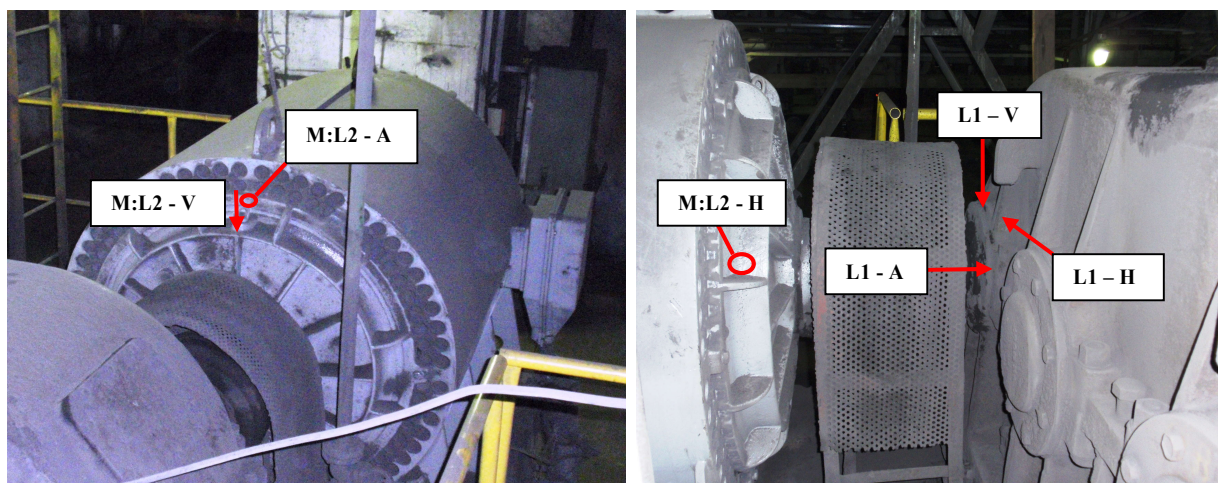
$$19. f_z = f_n \cdot z_1 = 16,533 \cdot 49 = 810,13 \text{ Hz}$$

$$20. f_{2harm} = 2 \cdot f_z = 2 \cdot 810,13 = 1620,27 \text{ Hz}$$

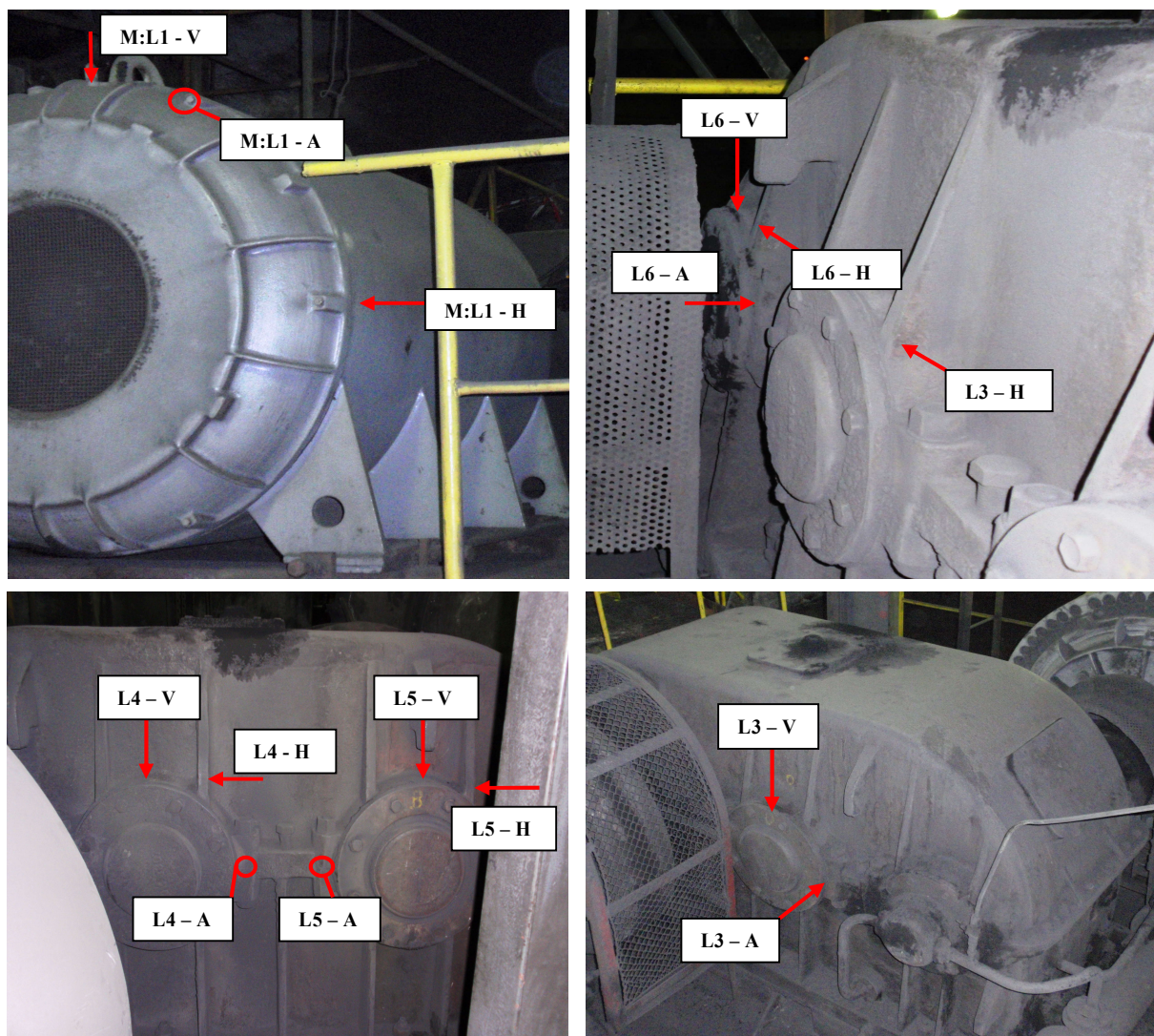
$$21. f_{3harm} = 3 \cdot f_z = 3 \cdot 810,13 = 2430,4 \text{ Hz}$$

5.4 Volba měřících míst

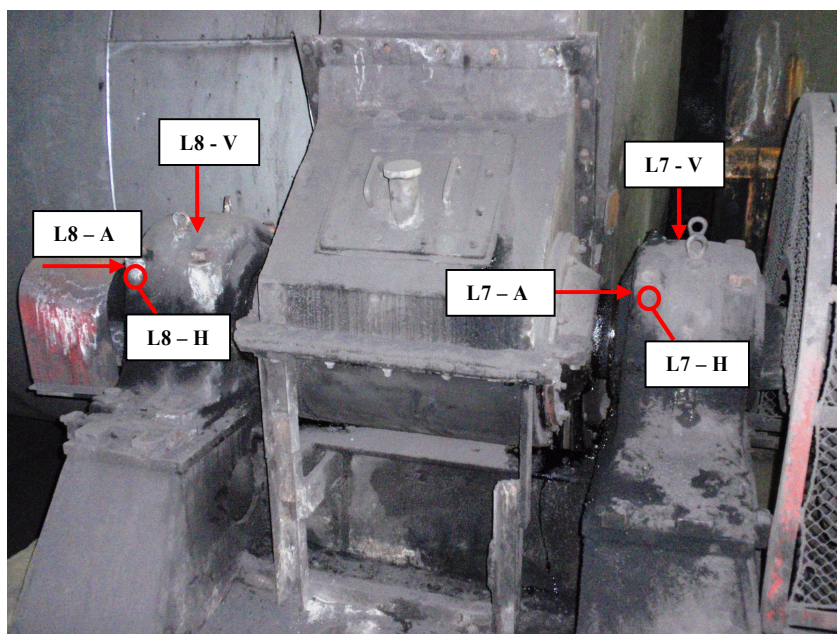
Měřící místa na daném strojním zařízení by se měla volit tak, aby bylo umožněno opakovatelné měření za stejných podmínek jako při předchozím měření. Umístění snímače pro účely monitorování stavu vibrací se doporučuje provádět dle normy ČSN ISO 13371 – 1. Kvalifikovaný pracovník ArcelorMittal Ostrava, a. s. vycházel při vlastním měření z provozních zkušeností. Snažili jsme se připevnit snímač vždy co nejblíže ložisku tak, aby cesta šíření signálu byla co nejkratší. Měření jsme provedli přirozeně za provozních podmínek. Díky dobré přístupnosti se podařilo změřit vibrace ve třech směrech – vertikálním, axiálním, horizontálním – v každém měřicím bodě. Pro názornost jsou zvolená měřící místa vyobrazena na *obr. 5.4, 5.5 a 5.6*. Jednotlivé pozice měřicích bodů jsou označeny dle příslušných ložisek a dále podle polohy snímače: H – horizontální rovina; V – vertikální rovina; A – axiální rovina.



Obr. 5.4 Volba měřících bodů – motor, převodovka



Obr. 5.5 Volba měřicích bodů – motor, převodovka



Obr. 5.6 Volba měřicích míst na ložiskových domcích (pastorek mlýna)

5.5 Použitá měřicí technika

V dnešní době si lze vybrat ze širokého sortimentu přístrojů určených pro monitorování vibrací. Tyto přístroje umožňují velmi přesně určit příčiny, resp. závady způsobující vadný chod stroje. Mezi přední světové výrobce se řadí např. BRÜEL & KJÆR, SKF, PRÜFTECHNIK, SCHENCK a další.



a)



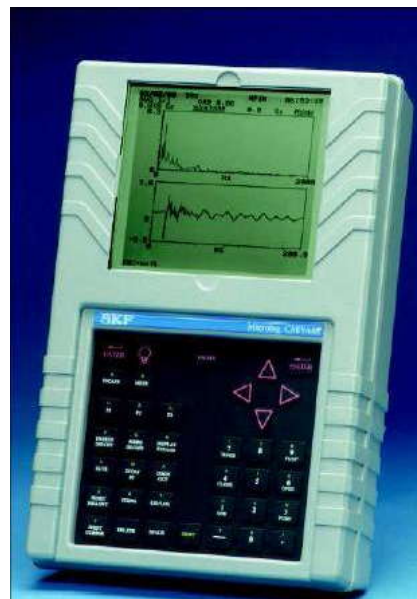
b)

Obr. 5.7 Akcelerometry:

a) akcelerometr CMSS 2100 [26], b) akcelerometr připojený k přístroji Microlog

Jak už bylo zmíněno v kapitole 3.1, vibrace povrchu tělesa se nejčastěji měří pomocí akcelerometru, který je připevněn k vibrujícímu povrchu. Pro měření byl použit standardní akcelerometr (obr. 5.7) firmy SKF s magnetickým koncem pro uchycení na daný objekt.

Použitý akcelerometr byl připojen k měřicímu datakolektoru Microlog typu CMVA 60, který je rovněž od firmy SKF (obr. 5.8). Tento analyzátor spolupracuje se softwarem PRISM verze 1.32 určeným pro analýzu a archivaci naměřených hodnot. Přenos dat do PC je realizován připojením přístroje Microlog k PC pomocí komunikačního kabelu.



Obr. 5.8 Microlog CMVA 60 [25]

5.6 Určení poruchových frekvencí ložiska

K výpočtu poruchových frekvencí ložiska jsem použil již zmíněný program PRISM. Ukázka výpočtu je zobrazena na obr. 5. 9. Abychom mohli zjistit poruchové frekvence ložiska, musíme zobrazené hodnoty (BPFO, BPFI, BSF, FTF) ještě přepočítat. Vypočítané poruchové frekvence jsou uvedeny v tab. 5.4.

Obr. 5.9 Výpočet poruchových frekvencí valivých ložisek pomocí programu PRISM

Tab. 5.4 Poruchové frekvence valivých ložisek

| LOŽISKO | OTÁČKY LOŽISKA [min ⁻¹] | BPFO [Hz] | BPFI [Hz] | BSF [Hz] | FTF [Hz] |
|------------------|---|--------------|--------------|-------------|-------------|
| L1: 223 24 A | 992 | 101,97 | 146,03 | 43,94 | 6,80 |
| L2: 223 20 | 992 | 101,94 | 146,06 | 43,83 | 6,80 |
| L3: 223 24 M | 352 | 36,21 | 51,85 | 15,60 | 2,41 |
| L4: 223 24 M | 352 | 36,21 | 51,85 | 15,60 | 2,41 |
| L5: 223 24 M | 170 | 16,06 | 23,71 | 6,91 | 1,15 |
| L6: 223 24 M | 170 | 16,06 | 23,71 | 6,91 | 1,15 |
| L7: 222 40 K | 170 | 23,22 | 30,75 | 9,84 | 1,22 |
| L8: 222 40 K | 170 | 23,22 | 30,75 | 9,84 | 1,22 |
| M:L1: 6326 M/C3 | 990 | 51,69 | 80,31 | 36,26 | 6,46 |
| M:L2: NU326 M/C3 | 990 | 87,37 | 127,13 | 42,98 | 6,72 |

Příklad výpočtu [22]:

$$22. \text{BPFO} = \frac{n_{2,3}}{60} \cdot \underline{\text{BPFO}} = \frac{352}{60} \cdot 6,16764 = 36,21 \text{ Hz}$$

Kde $\underline{\text{BPFO}}$ – hodnota vypočtená programem PRISM (viz obr. 5.9)

V *tab. 5.5* jsou uvedeny násobky poruchových frekvencí valivých ložisek (2. a 3. harmonické složky).

Tab. 5.5 Harmonické složky poruchových frekvencí valivých ložisek

| LOŽISKO | 2BPFO [Hz] | 2BPFI [Hz] | 2BSF [Hz] | 2FTF [Hz] | 3BPFO [Hz] | 3BPFI [Hz] | 3BSF [Hz] | 3FTF [Hz] |
|------------------|---------------|---------------|--------------|--------------|---------------|---------------|--------------|--------------|
| L1: 223 24 A | 203,94 | 292,06 | 87,88 | 13,60 | 305,91 | 438,09 | 131,82 | 20,39 |
| L2: 223 20 | 203,87 | 292,13 | 87,67 | 13,59 | 305,81 | 438,19 | 131,50 | 20,39 |
| L3: 223 24 M | 72,41 | 103,70 | 31,20 | 4,83 | 108,62 | 155,55 | 46,81 | 7,24 |
| L4: 223 24 M | 72,41 | 103,70 | 31,20 | 4,83 | 108,62 | 155,55 | 46,81 | 7,24 |
| L5: 223 24 M | 32,12 | 47,41 | 13,82 | 2,30 | 48,18 | 71,12 | 20,72 | 3,44 |
| L6: 223 24 M | 32,12 | 47,41 | 13,82 | 2,30 | 48,18 | 71,12 | 20,72 | 3,44 |
| L7: 222 40 K | 46,45 | 61,49 | 19,68 | 2,44 | 69,67 | 92,24 | 29,52 | 3,67 |
| L8: 222 40 K | 46,45 | 61,49 | 19,68 | 2,44 | 69,67 | 92,24 | 29,52 | 3,67 |
| M:L1: 6326 M/C3 | 103,38 | 160,62 | 72,52 | 12,92 | 155,07 | 240,93 | 108,78 | 19,38 |
| M:L2: NU326 M/C3 | 174,74 | 254,26 | 85,95 | 13,44 | 262,11 | 381,39 | 128,93 | 20,16 |

Jednotlivé výpočty poruchových frekvencí ložisek lze provést i podle vztahů uvedených v kap. 4.3.

5.7 Měření mohutnosti vibrací

Jedná se o měření efektivní hodnoty vibrací [$\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$] v pásmu $10 \div 1000$ Hz. Zhodnocení měření jsem provedl podle normy ČSN ISO 10816 – 3. Tato norma se zabývá hodnocením vibrací průmyslových strojů se jmenovitým výkonem nad 15 kW a jmenovitými otáčkami mezi 120 min^{-1} a 15000 min^{-1} . V *tab. 5.6* jsou uvedeny efektivní hodnoty rychlosti [$\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$], ke kterým jsou barevně přiřazeny pásma mohutnosti vibrací (viz PŘÍLOHA č. 1). Dle normy ČSN ISO 10816 – 3 jsem přiřadil diagnostikované zařízení do I. skupiny strojů.

Datakolektorem MICROLOG byly naměřeny celkové hodnoty vibrací. Tyto hodnoty se přenesly do PC a byly zpracovány programem PRISM (viz *tab. 5.7*).

Tab. 5.7 Naměřené hodnoty vibrací – převodovka, ložiskové domky

| ZAŘÍZENÍ | DATUM | JEDNOTKA | NAMĚŘENÁ HODNOTA | NAMĚŘENÁ HODNOTA (PŘEDCHOZÍ MĚŘENÍ) | ZMĚNA [%] | STAV ALARMU |
|------------------------|-------------|--------------------|---------------------|--|--------------|----------------|
| PŘEVODOVKA - K9 | | | | | | |
| L1-VEL.V 1.6k | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 5,0490 | 3,7230 | 35,6 | A1 |
| L1-VEL.H 1.6k | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 5,4990 | 5,8500 | -6,0 | A1 |
| L1-ENV.3 | 27. 2. 2009 | gE | 6,8150 | 13,6200 | -50,0 | A1 |
| L1-ACC.H | 27. 2. 2009 | Gs | 1,3940 | 2,5770 | -45,9 | |
| L1-VEL.A 1.6k | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 5,7380 | 4,0090 | 43,1 | A1 |
| L3-VEL.V 6 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 3,7000 | 2,6010 | 42,2 | |
| L3-VEL.H 6 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 5,3520 | 3,1300 | 71,0 | A1 |
| L3-VEL.H 1.6k | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 5,1710 | 3,3380 | 54,9 | A1 |
| L3-ENV.2 | 27. 2. 2009 | gE | 5,0780 | 4,9340 | 2,9 | A1 |
| L3-ENV.3 | 27. 2. 2009 | gE | 7,7630 | 8,3530 | -7,1 | A2 |
| L3-ACC.H | 27. 2. 2009 | Gs | 1,0750 | 1,7200 | -37,5 | |
| L3-VEL.A 6 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 3,2380 | 3,4040 | -4,9 | |
| L4-VEL.V 6 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 3,2650 | 2,7380 | 19,3 | |
| L4-VEL.H 6 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 5,1500 | 3,1430 | 63,8 | A1 |
| L4-VEL.H 1.6k | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 5,0680 | 3,3460 | 51,5 | A1 |
| L4-ENV.2 | 27. 2. 2009 | gE | 4,7800 | 3,6620 | 30,5 | A1 |
| L4-ENV.3 | 27. 2. 2009 | gE | 13,1900 | 5,7190 | 130,5 | A2 |
| L4-ACC.H | 27. 2. 2009 | Gs | 1,8810 | 1,0320 | 82,1 | |
| L4-VEL.A 6 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 4,1070 | 2,4060 | 70,7 | A1 |
| L5-VEL.V 8 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 3,4420 | 2,3510 | 46,4 | |
| L5-VEL.H 8 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 5,6080 | 3,4840 | 61,0 | A1 |
| L5-ENV.2 | 27. 2. 2009 | gE | 4,4980 | 5,4320 | -17,2 | A1 |
| L5-ENV.3 | 27. 2. 2009 | gE | 3,4630 | 4,8100 | -28,0 | |
| L5-ACC.H | 27. 2. 2009 | Gs | 0,9668 | 1,0030 | -3,6 | |
| L5-VEL.A 8 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 5,6420 | 3,8130 | 48,0 | A1 |
| L6-VEL.V 8 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 3,2740 | 2,6210 | 24,9 | |
| L6-VEL.H 8 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 5,5640 | 3,1320 | 77,7 | A1 |
| L6-ENV.2 | 27. 2. 2009 | gE | 4,4260 | 4,2090 | 5,2 | A1 |
| L6-ENV.3 | 27. 2. 2009 | gE | 5,0450 | 3,7920 | 33,0 | A1 |
| L6-ACC.H | 27. 2. 2009 | Gs | 1,2570 | 1,0150 | 23,9 | |
| L6-VEL.A 8 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 4,0170 | 3,6830 | 9,1 | A1 |
| LOŽISKOVÉ DOMKY | | | | | | |
| L7-VEL.V 8 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 2,3140 | 2,2060 | 4,9 | |
| L7-VEL.H 8 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 2,7950 | 2,6800 | 4,3 | |
| L7-ENV.2 | 27. 2. 2009 | gE | 1,5920 | 3,7740 | -57,8 | |
| L7-ENV.3 | 27. 2. 2009 | gE | 1,4010 | 1,6090 | -12,9 | |
| L7-ACC.H | 27. 2. 2009 | Gs | 0,2434 | 0,3195 | -23,8 | |
| L7-VEL.A 8 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 2,1180 | 1,4510 | 46,0 | |
| L8-VEL.V 8 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 2,9510 | 2,7750 | 6,4 | |
| L8-VEL.H 8 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 4,6230 | 3,8430 | 20,3 | A1 |
| L8-ENV.2 | 27. 2. 2009 | gE | 2,8530 | 2,9490 | -3,2 | |
| L8-ENV.3 | 27. 2. 2009 | gE | 5,5720 | 2,1370 | 160,8 | A1 |
| L8-ACC.H | 27. 2. 2009 | Gs | 0,3523 | 0,3531 | -0,2 | |
| L8-VEL.A 8 | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 3,5610 | 1,6600 | 114,5 | |

Tab. 5.8 Naměřené hodnoty vibrací – motor

| ZAŘÍZENÍ | DATUM | JEDNOTKA | NAMĚŘENÁ HODNOTA | NAMĚŘENÁ HODNOTA (PŘEDCHOZÍ MĚŘENÍ) | ZMĚNA [%] | STAV ALARMU |
|--------------|-------------|--------------------|------------------|-------------------------------------|-----------|-------------|
| MOTOR | | | | | | |
| M:L1-VEL.V | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 1,4100 | Neměřeno | x | |
| M:L1-VEL.H | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 2,1550 | Neměřeno | x | |
| M:L1-ENV.3 | 27. 2. 2009 | gE | 6,1810 | Neměřeno | x | A1 |
| M:L1-VEL.A | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 2,0420 | Neměřeno | x | |
| M:L2-VEL.V | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 1,8300 | Neměřeno | x | |
| M:L2-VEL.H | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 2,0210 | Neměřeno | x | |
| M:L2-ENV.3 | 27. 2. 2009 | gE | 8,6870 | Neměřeno | x | A2 |
| M:L2-VEL.A | 27. 2. 2009 | mm·s ⁻¹ | 2,0000 | Neměřeno | x | |

Převodovka – nejvyšší efektivní hodnota rychlosti vibrací byla naměřena v bodě **L1 – VEL.A**. Stav převodovky dle normy ČSN ISO 10816 – 3 je hodnocen jako méně přijatelný pro trvalý provoz.

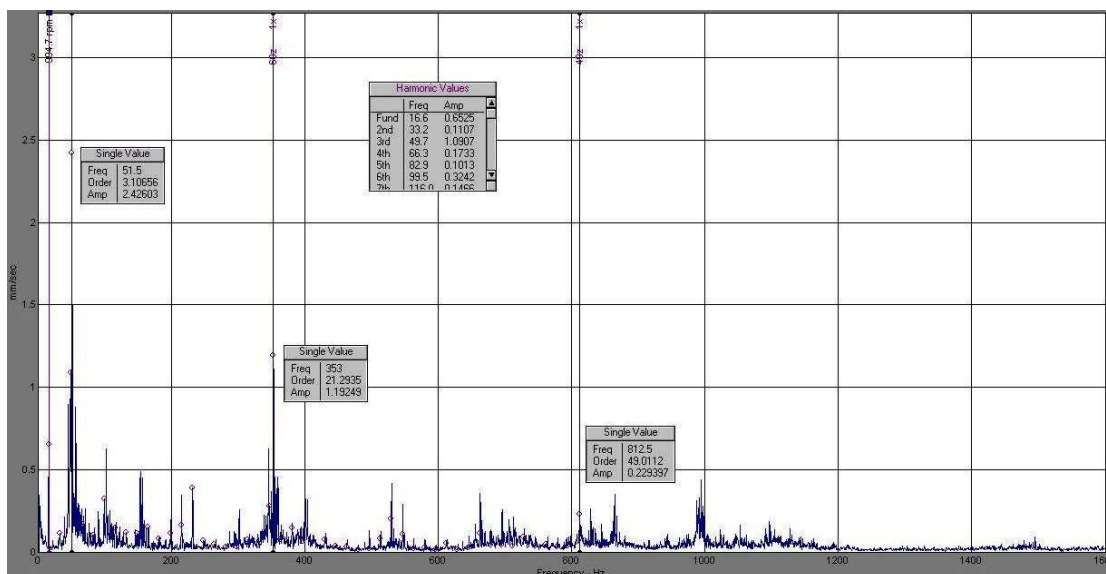
Motor – v bodě **M:L1 – VEL.H** byla naměřena největší efektivní hodnota rychlosti vibrací. Motor dle ČSN ISO 10816 – 3 je v běžném provozním stavu.

5.8 Hodnocení stavu ložisek metodou obáلكování zrychlení

V této kapitole si znázorníme ukázky frekvenčních spekter rychlosti vibrací a obáلكy zrychlení. S ohledem na rozsah práce se soustředím pouze na vybraná frekvenční spektra. Ve vybraných spektrech budu hledat především poruchové frekvence ložisek. Princip metody obáلكování zrychlení je stručně popsán v kapitole 4.3.

LOŽISKO L1 – VEL.V

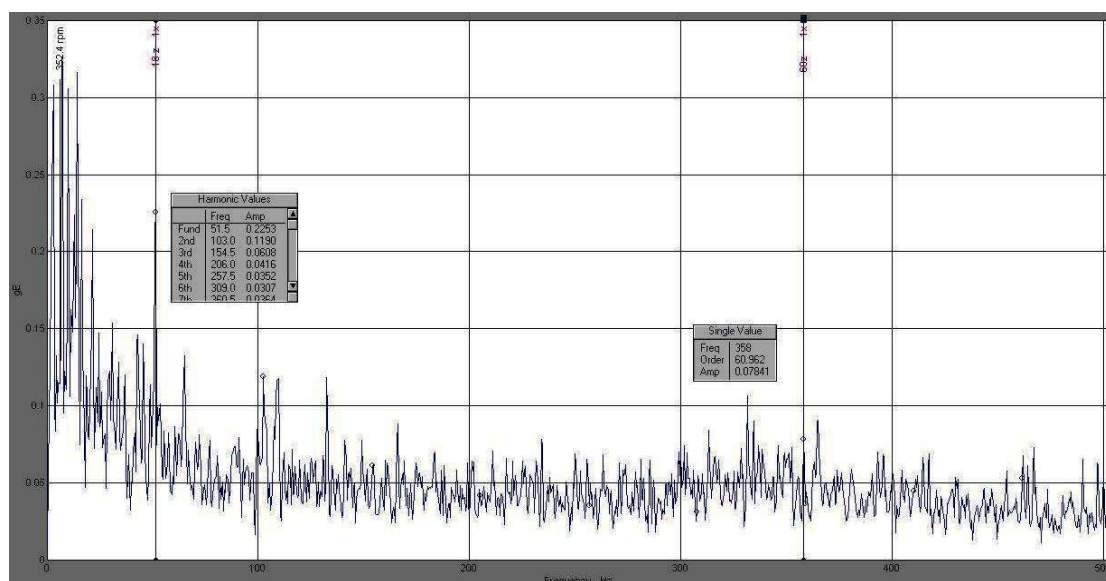
Ve frekvenčním spektru rychlosti vibrací (*obr. 5.10*) se projevila otáčková frekvence hřídele 16,5 Hz a její harmonické násobky. Dále jsou zde znatelné zubové frekvence kol K1, K2 (810,13 Hz) a kol K3, K4 (352,23 Hz). Zároveň se ve spektru projevila zubová frekvence kol K5, K6 (51,13 Hz), z čehož lze usoudit, že většina vibrací pochází právě od harmonických násobků zubové frekvence (51,13 Hz) posledního stupně převodovky, které se přenášejí do celého soustrojí. **Poruchové frekvence ložiska L1 se neprojevily.**



Obr. 5.10 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací ložiska L1

LOŽISKO L3 – ENV.3

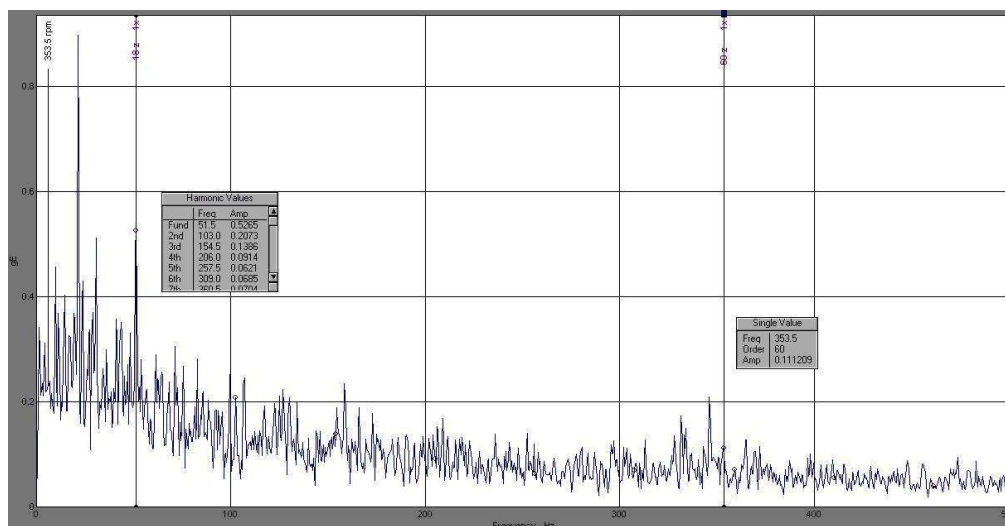
Ve frekvenčním spektru obálky zrychlení (obr. 5.11) se projevila zubová frekvence ozubených kol K3, K4 (352,23 Hz). Dále se ve spektru projevila frekvence ozubených kol K5, K6 (51,13 Hz), která je téměř shodná s poruchovou frekvencí vnějšího kroužku ložiska L3. Vzhledem k nastavení měření (800 Hz/1600 čar) nelze tyto frekvence od sebe rozlišit. V případě, že by se jednalo o poruchovou frekvenci ložiska, objevovalo by se zcela jistě více jejich harmonických násobků a to i v raném stádiu poškození ložiska. S rozvojem defektu ložiska kolem poruchových frekvencí rostou postranní pásma a stoupá jejich amplituda. V tomto případě *se tedy nejedná o poruchovou frekvenci ložiska L3*, ale o zubovou frekvenci kol K5, K6, která je naměřena i v obálce zrychlení.



Obr. 5.11 Frekvenční spektrum obálky zrychlení ložiska L3

LOŽISKO L4 – ENV.3

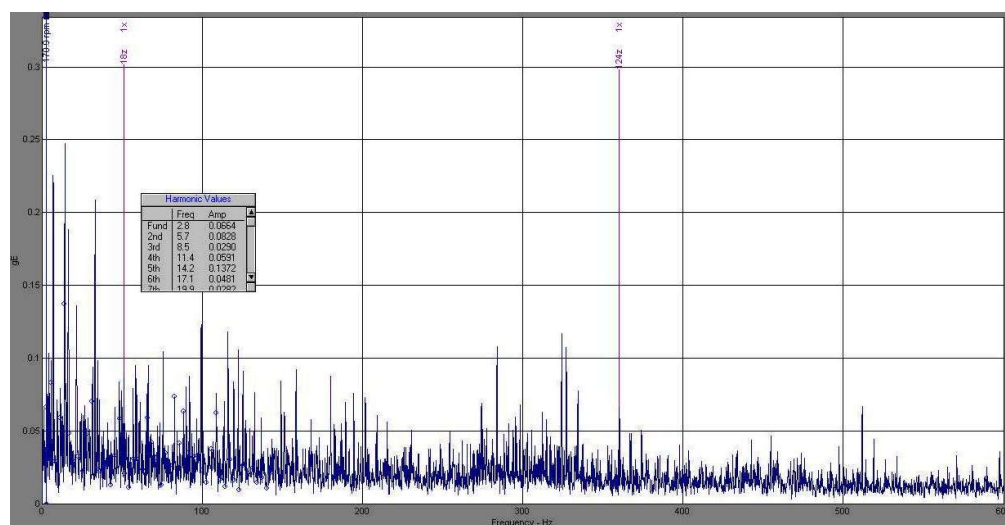
Ve frekvenčním spektru obálky zrychlení (*obr. 5.12*) se objevila zubová frekvence ozubených kol K3, K4 (352,23 Hz). Zubová frekvence kol K1, K2 (810,13 Hz) se téměř neprojevila. Dále se ve spektru projevila stejná zubová frekvence ozubených kol K5, K6 (51,13 Hz), jaká byla naměřena na ložisku L3. Tato frekvence je velmi blízká poruchové frekvenci vnějšího kroužku ložiska L4. Obdobný případ nastal i u ložiska L3 a ze stejného důvodu lze tvrdit, *že se opět nejedná o poruchovou frekvenci ložiska L4*.



Obr. 5.12 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací ložiska L4

LOŽISKO L5 – ENV.3

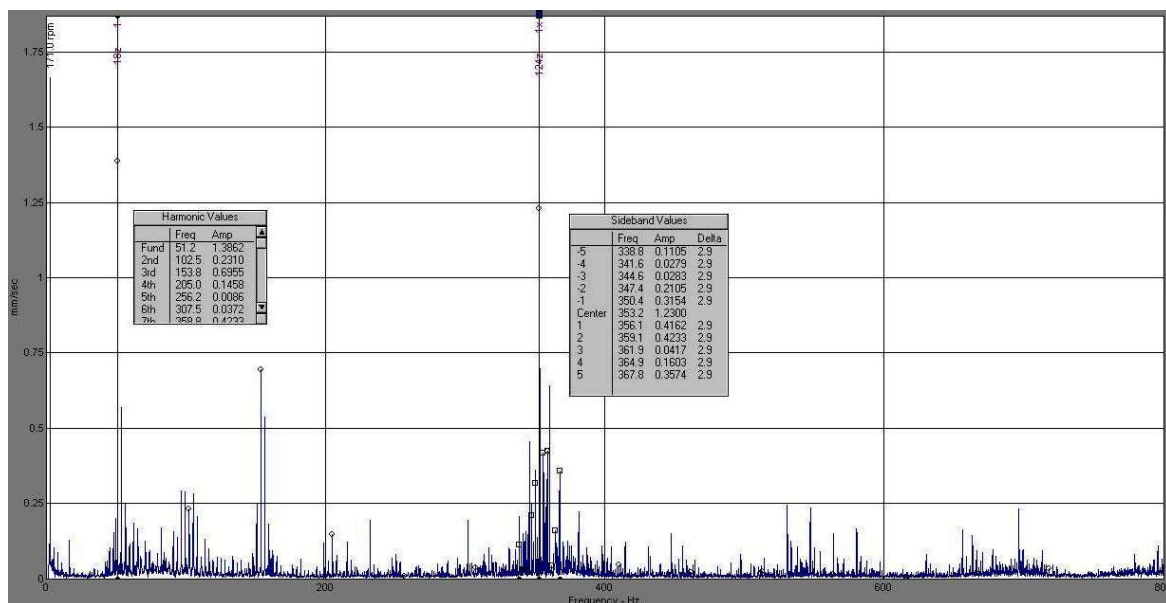
Ve frekvenčním spektru obálky zrychlení (*obr. 5.13*) je zřetelná zubová frekvence ozubených kol K3, K4 (352,23 Hz) a kol K5, K6 (51,13 Hz). Ostatní frekvence jsou pouze harmonické násobky otáčkové frekvence hřídele. **Poruchové frekvence ložiska L5 se neprojevily.**



Obr. 5.13 Frekvenční spektrum obálky zrychlení ložiska L5

LOŽISKO L6 – VEL.V 8

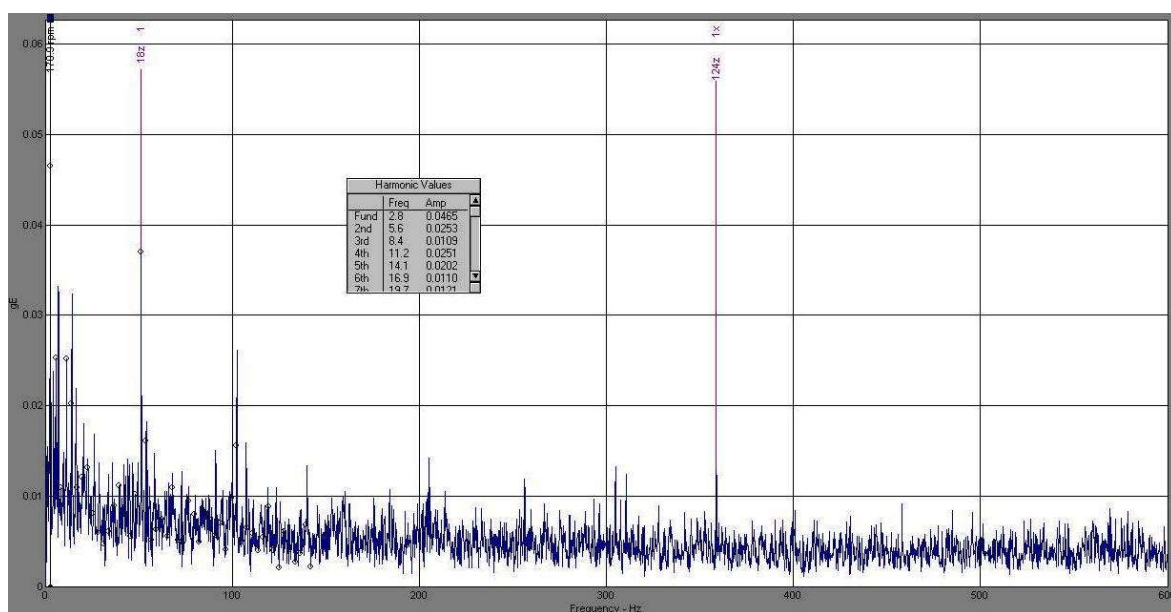
Ve frekvenčním spektru rychlosti vibrací (obr. 5.14) je opět patrná zubová frekvence ozubených kol K3, K4 (352,23 Hz). Projevily se zde násobky zubové frekvence kol K5, K6 (51,13 Hz). Jejich hodnoty ale nejsou příliš vysoké, a tudíž se nejedná o závadu. **Poruchové frekvence ložiska L6 se neprojevily.**



Obr. 5.14 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací ložiska L6

LOŽISKO L7 – ENV.3

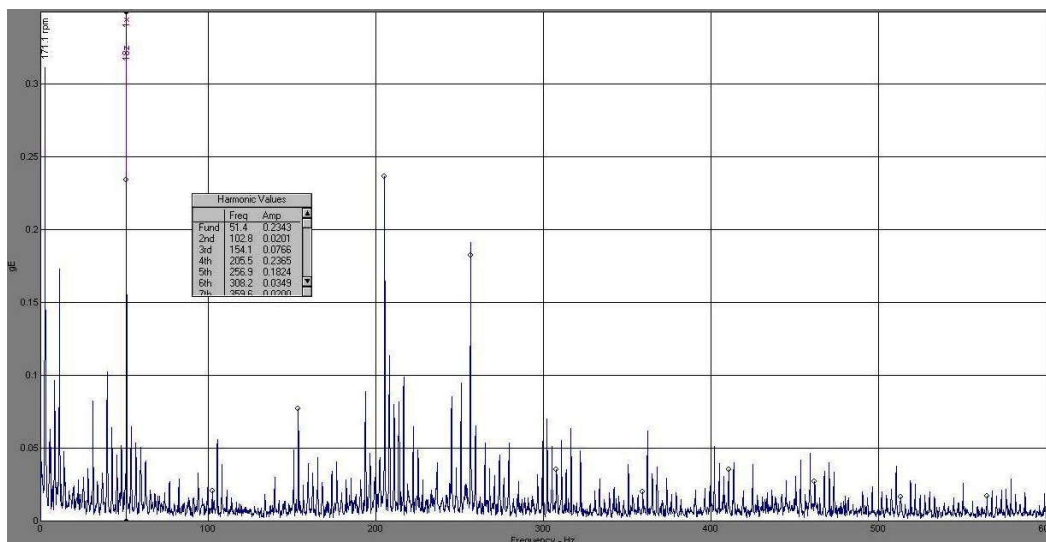
Ve frekvenčním spektru obálky zrychlení (obr. 5.15) jsou zřetelné zubové frekvence kol K5, K6 (51,13 HZ) a kol K3, K4 (352,23 Hz). Ostatní frekvence jsou jen harmonické násobky otáčkové frekvence hřídele. **Poruchové frekvence ložiska L7 se neprojevily.**



Obr. 5.15 Frekvenční spektrum obálky zrychlení ložiska L7

LOŽISKO L8 – ENV.2

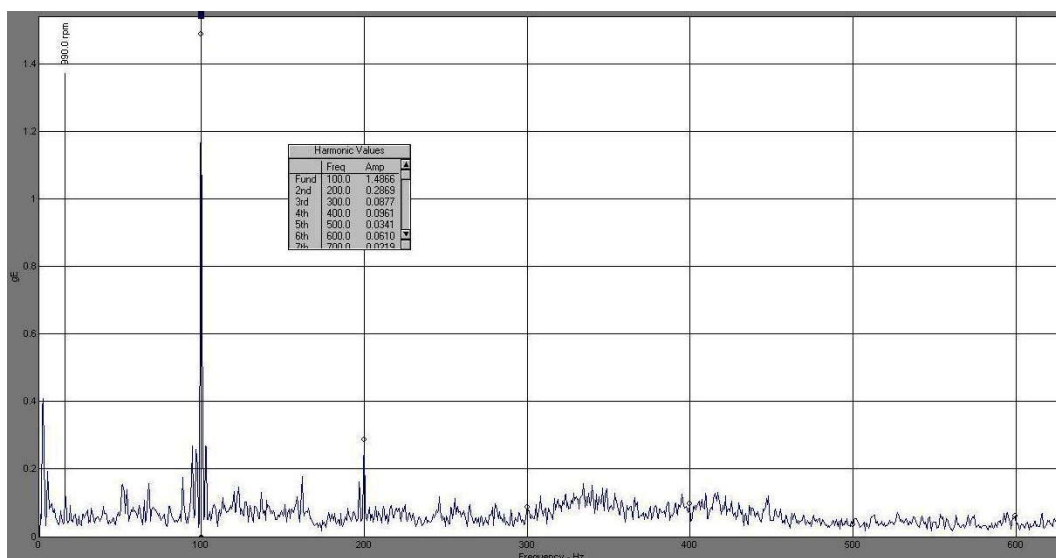
Ve frekvenčním spektru obálky zrychlení (obr. 5.16) se nejvíce projevila zubová frekvence kol K5, K6 (51,13 Hz) a její harmonické násobky. Naměřené hodnoty nejsou příliš vysoké, a tudíž se nejedná o závadu. **Poruchové frekvence ložiska L8 se neprojevily.**



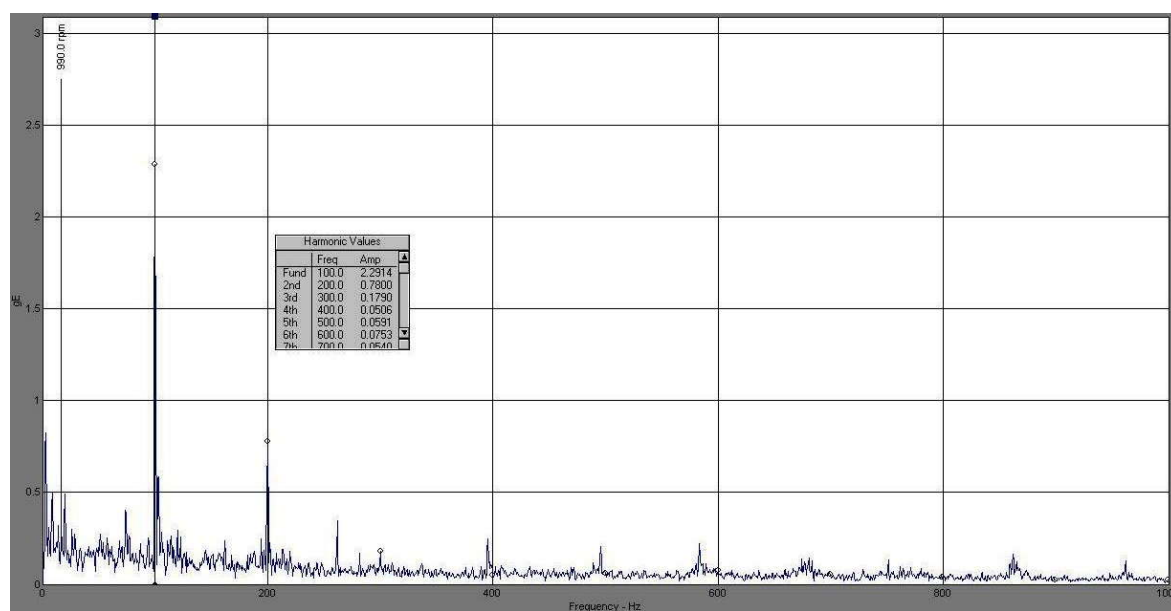
Obr. 5.16 Frekvenční spektrum obálky zrychlení ložiska L8

LOŽISKA M:L1 – ENV.3 a M:L2 – ENV3

Ve frekvenčních spektrech ložisek motoru (obr. 5.17, obr. 5.18) se objevil signál na dvojnásobku síťové frekvence (100 Hz). Pravděpodobně se jedná o elektricky vybuzené vibrace. Dvojnásobek síťové frekvence je běžně měřitelnou složkou vibrací v elektrických motorech. Přitažlivost mezi statorem a motorem se mění s touto frekvencí (100 Hz) a železo nepatrně mění své rozměry v přítomnosti proměnného magnetického pole, což způsobuje jev zvaný *magnetostrikce*. **Poruchové frekvence u obou ložisek se neobjevily.**



Obr. 5.17 Frekvenční spektrum obálky zrychlení ložiska M:L1



Obr. 5.18 Frekvenční spektrum obálky zrychlení ložiska M:L2

6. Závěrečné shrnutí

Každá výrobní společnost se snaží vyrábět produkty při optimálně minimálních nákladech, což úzce souvisí s údržbou zařízení. V současné době má údržba vliv na všechny oblasti obchodních rizik a na efektivnost provozu. Údržba zabezpečuje bezpečnost a spolehlivost strojních zařízení. Dnes se pro zvýšení spolehlivosti zařízení neprovádí pravidelné opravy. Naopak je třeba zvyšovat čas mezi jednotlivými opravami, zkrátit délky oprav a včasnými opravami snížit následky poruchy. Mezi nástroje zabezpečující spolehlivost rotačních strojů patří nepochybně vibrodiagnostika.

Mým úkolem bylo navrhnout systém měření vibrací na motoru a převodovce pohonu mlýna pro zauhlování kotle. Pro vlastní měření byl použit datakolektor Microlog CMVA 60 a k němu byl připojen klasický snímač zrychlení CMSS 2100 (viz kap. 5.5). Konstrukcí snímače a vhodným návrhem měřících míst bylo umožněno měření ve všech třech základních směrech (horizontální, vertikální a axiální). Tím se zvýšila pravděpodobnost určení poruchy, neboť některé vady se projevují více či méně v různých směrech. Měření bylo realizováno v závodě Energetika společnosti ArcelorMittal Ostrava a.s.

Pomocí programu PRISM jsem vyhodnotil naměřená frekvenční spektra. Hodnoty amplitud na zubových frekvencích ozubených kol nebyly příliš vysoké. Stejně tak se kolem těchto frekvencí výrazně neprojevovala postranní pásma. Lze tedy říci, že na ozubených kolech se nevyskytuje rozsáhlejší vada. Analýzou frekvenčních spekter, naměřených v blízkosti ložisek, se neprokázaly žádné poruchové frekvence, přesto u ložisek M:L2, L3 a L4 byly naměřeny alarmující hodnoty. Tyto hodnoty byly způsobeny především vibracemi ozubených kol K5, K6 a rázy vyvolanými koulením kuliček ve válci mlýna. Většina naměřených vibrací je obzvláště u tak rozměrné převodovky v přijatelných mezích. Přesto doporučuji zkrácení časových intervalů mezi jednotlivými měřeními a pozorování časového trendu hodnot u ložisek M:L2, L3 a L4.

Dle naměřených hodnot a následné analýzy frekvenčních spekter lze usoudit, že zařízení pohonu mlýna je v technicky dobrém stavu a je schopno dalšího provozu.

7. Seznam použitých pramenů

- [1] KREIDL, M. – ŠMÍD, R.: *Technická diagnostika*. 1. vydání, BEN – Technická literatura, Praha 2006, 408 s., ISBN 80 – 7300 – 158 – 6
- [2] HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II. – Vibrodiagnostika*. 1. vydání, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2004, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9
- [3] TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. 2. vydání, Sdělovací technika, Praha 1997, 174 s., ISBN 80 – 901936 – 1 – 7
- [4] ZIEGLER, J. – HELEBRANT, F.: *Technická diagnostika výrobních zařízení*. 1. vydání, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 1992, 182 s., ISBN 80 – 7078 – 111 – 4
- [5] HRABEC, L. – HELEBRANT, F. – MAZALOVÁ, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost III. – Ustavování strojů*. 1. vydání, VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2007, 92 s., ISBN 978 – 80 – 248 – 1449 – 0
- [6] BILOŠ, J. – BILOŠOVÁ, A.: *Výběr a montáž akcelerometrů* [online]. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2007, elektronické přednášky, 32 s., dostupný z WWW: <http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/vibro.htm>
- [7] BILOŠ, J. – BILOŠOVÁ, A.: *Valivá ložiska* [online]. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2007, elektronické přednášky, 34 s., dostupný z WWW: <http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/vibro.htm>
- [8] WASGESTIAN, P.: *Tenzometry HBM* [online]. Elektronická prezentace firmy HBM, 24 s., dostupný z WWW: <<http://www.hbm.cz/>>

- [9] BILOŠ, J. – BILOŠOVÁ, A.: *Tabulka pro diagnostiku vibrací* [online]. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Ostrava 2007, elektronické přednášky, 34 s., dostupný z WWW: <http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/vibro.htm>
- [10] *Měření veličin v mechanice tuhých a poddajných látek* [online]. Elektronický dokument, 11 s., ISSN 1803 – 1021, dostupný z WWW: <<http://www.kvetakov.net/uei-kmt/2-rocnik/ls/ISAME/>>
- [11] *Aplikační list – Vibrodiagnostika* [online]. Elektronický dokument, 2 s., dostupný z WWW: <<http://www.diagnostikastroju.cz/vibrodiagnostika.php>>
- [12] ČSN ISO 10816 – 3: *Vibrace – hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech*, ČNI, Praha 1999, 16 s.
- [13] <http://www.adash.cz/>
- [14] <http://www.arcelormittal.cz>
- [15] http://www.ptsndt.com/cz/index.php?option=com_content&task=view&id=164&Itemid=145
- [16] <http://www.lammb.cz/vibro.php>
- [17] <http://www.hofmann-cz.cz/index.php?strana=technika>
- [18] http://www.schenck-rotec.cz/why-balancing_/couple-unbalance.php
- [19] http://www.schenck-rotec.cz/why-balancing_/dynamic-unbalance.php
- [20] <http://jan.krivohlavy.cz/vyvazovani>
- [21] <http://www.omegaeng.cz/prodinfo/StrainGages.html>

- [22] http://www.c-mail.cz/ekosoft/os_index.htm#i0
- [23] http://www.adash.cz/doc/0_Katalog/kat2004_5_cz.pdf
- [24] http://adash.cz/doc/a3600/3600_man_cz.pdf
- [25] http://www.exvalos.cz/soubory/File/SKF/CMVA_60.pdf
- [26] <http://www.skf.com/files/774738.pdf>
- [27] *Zabezpečení a spolehlivost v elektroenergetice* [online]. ČVUT Praha, Praha 2007, elektronický dokument, 16 s., dostupný z WWW: <<http://www.powerwiki.cz/wiki/X15ZSE>>
- [28] http://www.skf.com/portal/skf_cz/home

Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Jiřímu Kozelskému a jeho spolupracovníkům z firmy ArcelorMittal Ostrava, a. s. za jejich maximálně vstřícný a trpělivý postoj při zpracování této práce. Dále děkuji svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Jiřímu Blatovi za cenné rady a připomínky při psaní této práce. Nakonec bych chtěl poděkovat rodině a přátelům, kteří mě při studiu podporovali.

Jiří Studený

8. Přílohy

Příloha č. 1: Členění pásem mohutnosti vibrací dle ČSN ISO 10816 – 3, počet stran: 1

Příloha č. 2: CD obsahující bakalářskou práci